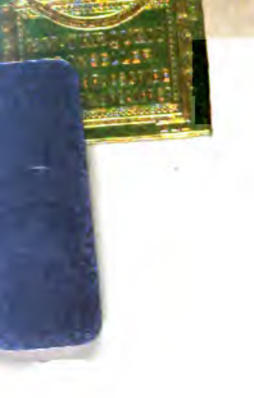



1837
ARTES
SCIENTIA
VERITAS
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
E PLURIBUS UNUM
SI QUAERIS PENINSULAM AMOENAM
CIRCUMSPICE
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING



BULLETIN

DU

LABORATOIRE D'ESSAIS

MÉCANIQUES, PHYSIQUES, CHIMIQUES ET DE MACHINES

DU

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS

N° 15

JAUGEAGES DE GROS DÉBITS

Tarage des déversoirs de l'installation hydraulique du Laboratoire d'Essais du Conservatoire National des Arts et Métiers. Utilisation de ces appareils de mesure à l'étude de compteurs Venturi, d'une pompe et de turbines hydrauliques

PAR

MM. BOYER-GUILLON
Chef de la Section des Machines
AUCLAIR et LAEDLEIN
Assistants

PARIS
LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE CH. BÉRANGER, ÉDITEUR
Successeur de BAUDRY & Cie
15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15
MÊME MAISON A LIÈGE, 21, RUE DE LA RÉGENCE

1908

JEAUGEAGES DE GROS DÉBITS

Tarage des déversoirs de l'installation hydraulique du Laboratoire d'Essais du Conservatoire National des Arts et Métiers. Utilisation de ces appareils de mesure à l'étude de compteurs Venturi, d'une pompe et de turbines hydrauliques

PAR

MM. BOYER-GUILLON,
Chef de la Section des Machines
AUCLAIR et LAEDLEIN
Assistants



JEAUGEAGES DE GROS DÉBITS

Tarage des déversoirs de l'installation hydraulique du Laboratoire d'Essais du Conservatoire National des Arts et Métiers. Utilisation de ces appareils de mesure à l'étude de compteurs Venturi d'une pompe et de turbines hydrauliques

PAR

MM. BOYER-GUILLON
Chef de la Section des Machines
AUCLAIR et LAEDLEIN
Assistants

INTRODUCTION

L'étude expérimentale des turbines hydrauliques et des pompes exige le jaugeage précis de débits souvent très grands. Des études de ce genre ont été demandées au Laboratoire d'essais en 1903 ; elles ont été confiées, par M. Pérot, alors directeur du Laboratoire, à M. Boyer-Guillon, chef de section, et à MM. Auclair et Laedlein, assistants. Ces expérimentateurs sont arrivés, pour le jaugeage, à des méthodes intéressantes, exposées dans le mémoire qui suit.

Ils ont d'abord adopté la méthode du déversoir en mince paroi, considérée en général comme la meilleure pour les grands débits, et pour laquelle les études bien connues de M. Bazin fournissent des données précises. Malheureusement, quelques difficultés pratiques inévitables, et qu'on retrouvera dans la plupart des essais de ce genre, ont empêché de reproduire rigoureusement un des types de déversoir tarés par M. Bazin, de sorte qu'il a fallu procéder à un tarage du déversoir employé. Ce tarage a été fait par additions successives de

petits suppléments de débit exactement mesurés, suivant une méthode ingénieuse.

En même temps, les expérimentateurs ont fait usage d'un compteur Venturi, formé de de deux ajutages successifs, l'un convergent, l'autre divergent, installés à la place d'un tronçon de conduite, et d'un manomètre différentiel. Ils ont constaté que cet appareil donnait des indications précises et toujours comparables entre elles, pour des variations assez étendues dans le débit.

Cette constatation est fort intéressante, à cause de la facilité d'installation du compteur Venturi pour le jaugeage des grands débits.

L'étude de MM. Boyer-Guillon, Auclair et Laedlein est certainement de nature à rendre grand service dans les essais de moteurs hydrauliques et de pompes essais où les mesures de débit sont souvent fort aléatoires.

Paris, 21 mai 1908.

SAUVAGE.

PREMIÈRE PARTIE

Avant d'aborder le compte rendu technique de nos expériences, nous tenons à rappeler ici l'appui qu'a bien voulu nous accorder la Chambre Syndicale des Forces Hydrauliques, de l'Electrométallurgie, de l'Electrochimie et des Industries qui s'y rattachent.

Dès 1903, la Chambre Syndicale avait nommé une Commission d'étude des essais de turbines hydrauliques, qui se composait alors de :

MM. Pinat, président.
Blanchet et Malo, vice-présidents.
Desjuzeur, secrétaire.
Becart, chef du Laboratoire de l'Ecole Centrale.
De la Brosse, ingénieur en chef des Ponts-et-Chaussées.
Compère, directeur de l'Association Parisienne des propriétaires d'appareils à vapeur.
Coutagne, industriel.
Cote, professeur à l'Ecole Centrale Lyonnaise.
Crolard, industriel.
Forgue, professeur à l'Ecole Centrale.
Magentiés, ingénieur.
Medebielle, industriel.
Perot, directeur du Laboratoire d'Essais du Conservatoire des Arts et Métiers.
Pouquet, directeur de l'Association des propriétaires d'appareils à vapeur de Bordeaux.
Rateau, ingénieur au Corps des Mines.
Ribourt, professeur à l'Ecole Centrale.
Séjournet, industriel.
Walther-Meunier, directeur de l'Association des propriétaires d'appareils à vapeur de Nancy.

Cette Commission a élaboré un programme de travaux dont elle a confié la réalisation à notre laboratoire, en mettant à sa disposition les moyens d'exécution.

Nous sommes heureux de rendre hommage au concours précieux que nous ont apporté, en toutes circonstances son regretté président M. Pinat, son président actuel, M. Cordier, et tous ses membres.

Grâce à leur aide, nous avons pu mener à bien un travail coûteux, arriver à des résultats pratiques satisfaisants pour l'étalonnage de nos appareils de mesures hydrauliques et nous mettre en état de rendre, peut être, quelques services à une industrie nouvelle, à qui l'utilisation des forces hydrauliques a permis de se développer aussi rapidement.

Appareils de mesures de débit installés dans le local des essais hydrauliques du Laboratoire d'essais

Les appareils que nous utilisons pour la mesure des débits dans nos essais hydrauliques ont été étudiés de manière à permettre de déterminer avec une exactitude au moins égale à 1 o/o les quantités d'eau pouvant varier de quelques centaines de litres à plus de 1000 mètres cubes par heure.

Ces appareils permettent donc l'essai de bien des pompes dans les conditions de précision les plus rigoureuses pour la mesure du débit, on peut même dire de presque toutes les pompes usuelles de commerce. Leur puissance est suffisante pour aborder l'essai de quelques turbines pour chutes moyennes et d'un grand nombre de turbines pour hautes chutes.

Un champ aussi étendu de mesure n'a été obtenu que par l'emploi d'instruments variés. Pour les faibles débits inférieurs à quelques mètres cubes à l'heure, nous nous servons de bâches graduées ou même de récipients qu'on porte sur le plateau d'une bascule, nous avons ainsi par pesée directe la quantité d'eau qu'ils contiennent. Pour des débits un peu plus importants compris entre quelques mètres cubes et quarante mètres cubes à l'heure nous employons un bac à orifices d'écoulement ; au-dessus de 40 m^3 à l'heure nous avons recours à un système de déversoirs.

Nous nous proposons dans cette étude de décrire ces apppareils : bacs à orifices, déversoirs, appareils de mesure annexes ainsi que les essais que nous avons exécutés pour vérifier ou établir les coefficients relatifs à ces instruments de mesure.

La plupart des dispositions que nous avons adoptées pour ces appareils ont été empruntées à divers expérimentateurs, nous n'aurions donc pas d'autre motif pour les décrire que le devoir de justifier, aux personnes qui nous demandent des essais, la précision de nos mesures, si nous n'avions été conduits à adopter, de concert avec M. Pérot, ancien directeur du laboratoire d'essais, une méthode nouvelle, croyons-nous, pour la détermination du coefficient de débit de nos déversoirs, méthode sur laquelle il nous semble légitime d'appeler l'attention à cause de l'intérêt qu'elle peut présenter pour l'organisation d'une station d'essais de turbines.

Les expérimentateurs qui ont étudié les écoulements en déversoirs ou par orifices ont comparé leurs appareils de mesure à un appareil type déversoir ou orifice dont les débits avaient été déterminés directement avec une grande précision. Cette détermination a été faite, en général en recevant l'eau qui avait tra-

versé l'appareil type dans un réservoir d'une capacité connue soit par mensuration géométrique, soit par jaugeage direct par remplissage à l'aide de mesures étalonnées en volumes ou pesées.

On conçoit quelles difficultés présente l'application d'un semblable procédé quand l'expérimentateur doit opérer sur des appareils puissants et que les quantités d'eau mises en jeu sont importantes. Il faut trouver ou construire à portée de ces instruments de mesure d immenses bassins, et sur toutes les déterminations pèse la charge de la lenteur des opérations de remplissage et de vidange de ces bassins. De nombreuses erreurs peuvent résulter de l'estimation de la capacité de ces réservoirs s'ils ne sont pas d'une régularité parfaite de forme et des fuites qui peuvent se produire pendant les opérations du remplissage et de la mesure. Aussi comme le fait très judicieusement remarquer M. Bazin dans ses études sur les déversoirs : *Ces expériences ont presque toujours été exécutées sur une très petite échelle et dans des conditions peu comparables* (1).

La méthode de tarage que nous avons adoptée permet de déterminer directement les débits exacts d'un appareil de mesure à la condition : 1° de posséder deux exemplaires identiques de cet appareil ; 2° de connaître la valeur approchée de son débit pour toutes les conditions de marche ou la valeur exacte de ce même débit dans des conditions particulières de fonctionnement ; 3° de disposer d'un appareil de mesure de débit étalonné, mais d'une puissance réduite, qui pourra par exemple mesurer le dixième du débit pour lequel l'appareil à étudier est prévu.

Imaginons, en effet, que les deux appareils A et B soient montés l'un à la suite de l'autre sur une même conduite ou dans un même canal de manière qu'ils soient tous les deux traversés par la même quantité d'eau. Rien ne sera plus simple que de vérifier leur identité, ils doivent fournir la même lecture a. Supposons maintenant qu'entre A et B nous déversions dans la conduite une quantité d'eau Q_c mesurée par l'appareil étalonné C, la lecture de A restera a correspondant à un débit Q_a, la lecture de B sera b pour un débit connu $Q_a + Q_c = Q_b$.

Si donc nous connaissons le débit exact des appareils A et B correspondant à la lecture a nous pourrons déterminer de proche en proche le débit qui correspondrait aux lecture b, c, d, etc.

Le cas est un peu plus compliqué si l'on connaît seulement une loi approchée reliant le débit des appareils A et B aux lectures. Nous le traiterons en nous plaçant dans le cas où les appareils A et B sont des déversoirs. On sait que la lecture à faire est la hauteur h du niveau de l'eau dans le canal en amont du déversoir au-dessus de la crête de celui-ci ou hauteur de charge et qu'elle est reliée au débit par une relation de la forme :

$$Q = \mu l \sqrt{2g}\, h^{3/2} \qquad g = 9{,}8088,$$

dans laquelle μ est un coefficient caractéristique des dispositions du déversoir

(1) Bazin, *Annales des ponts et chaussées* (octobre 1888).

très lentement variable avec la hauteur de charge et l la longueur de la crête déversante. C'est μ que nous connaissons approximativement et que nous voulons déterminer exactement.

Reprenons ce que nous avons dit plus haut : nous avons deux valeurs h_a et h_b de h, deux valeurs μ_a et μ_b de μ et un débit mesuré avec une entière précision Q_c à l'aide de l'appareil auxiliaire étalonné C. Entre ces quantités existe la relation :

$$Q_c = \mu_b l \sqrt{2g}\, h_b^{3/2} - \mu_a l \sqrt{2g}\, h_a^{3/2}.$$

On sait que l'on peut remplacer μ_b par l'expression $\mu_a + \left(\frac{d\mu}{dh}\right)_{h'} (h_b - h_a)$ dans laquelle $\left(\frac{d\mu}{dh}\right)_{h'}$ est la valeur de la dérivée de μ par rapport à h pour une valeur h' de h, que nous ne connaissons pas mais qui est certainement comprise entre h_a et h_b. Il vient ainsi :

$$Q_c = \mu_a l \sqrt{2g}\,(h_b^{3/2} - h_a^{3/2}) + l \sqrt{2g} \left(\frac{d\mu}{dh}\right)_{h'} (h_b - h_a).$$

Le coefficient μ variant très lentement avec la hauteur de charge, la quantité $\left(\frac{d\mu}{dh}\right)_{h'}$ est extrêmement petite, d'une manière précise, pour le déversoir type de Bazin et pour des hauteurs de charge comprises entre 0,20 et 0,40, sa valeur ne dépasse pas 0,02, (1) il suffit donc de déduire cette valeur approchée de μ, on la calculera à l'aide de la loi approchée des débits.

Le terme correctif $l \sqrt{2gh} \left(\frac{d\mu}{dh}\right)_{h'} (h_b - h_a)$ étant déterminé, l'égalité précédente donne la valeur exacte de μ_a.

On se rend facilement compte que l'erreur relative commise sur μ_a est au plus égale à la somme des erreurs relatives qui ont été commises dans la détermination de Q_c et de $(h_b^{3/2} - h_a^{3/2})$. Or ces quantités peuvent être mesurées avec la plus grande précision : Q. est un débit déterminé avec un appareil de mesure de puissance réduite, dont l'étalonnage peut être fait avec précision parce que l'appareil est maniable et que les mesures peuvent être répétées. On verra plus loin qu'en mesurant les hauteurs de charge avec une règle à pointe renversée et en prenant les précautions utiles pour s'affranchir de l'influence de l'agitation de l'eau dans le canal du déversoir, c'est une mesure dont la précision est en quelque sorte illimitée.

Mais l'intérêt de cette méthode différentielle réside à notre avis dans la possibilité de préparer une installation de mesure soit permanente, soit même temporaire.

Supposons en effet qu'on construise un déversoir répondant aussi exacte-

(1) Bazin, *Annales des ponts et chaussées*, 1888 (octobre). Il n'a pas échappé au lecteur que le type de déversoir qu'on reproduit doit être choisi de telle manière que dans la région où il doit être utilisé le coefficient de débit du modèle varie lentement.

ment que possible aux conditions d'établissement adoptées par des expérimentateurs qui ont déterminé le coefficient de débit des déversoirs ; on connaîtra pour cet appareil le coefficient de débit d'une manière très approchée. D'une manière approchée seulement parce que dans la plupart des cas, il aura été impossible de reproduire d'une manière absolument rigoureuse les conditions d'installation du déversoir base ; soit que les conditions locales ne se soient pas prêtées à la réalisation des mêmes dispositions, soit que des malfaçons dans l'exécution aient introduit des modifications imprévues. La méthode que nous avons définie permettra d'établir la correction qu'il faut faire subir au coefficient de débit pour que le déversoir ainsi construit soit un appareil de mesure de la même précision que le déversoir type, travail qui ne pourrait pas être fait s'il était nécessaire de reprendre les opérations de tarage qui ont été faites sur le déversoir type, dans le cas du moins des appareils puissants.

La meilleure disposition à adopter nous paraît être celle du déversoir sans contraction latérale de M. Bazin. C'est celle qui peut être réalisée avec le moins d'encombrement pour mesurer des débits importants. Les valeurs des coefficients de débit et leur loi de variation ont été déterminées avec grand soin par les belles expériences de M. Bazin. Enfin, le coefficient de débit varie plus lentement avec la hauteur de charge que dans les autres types de déversoir, par suite, la vérification de la valeur de ce coefficient demande un travail moindre, soit que l'on procède directement, soit que l'on emploie la méthode spéciale que nous avons indiquée.

C'est ce type de déversoir que nous nous sommes proposés d'installer, malheureusement des difficultés de construction, l'impossibilité de donner au canal du déversoir la profondeur que nous aurions désiré et l'imperfection du travail des ouvriers maçons ne nous ont pas permis d'avoir un canal entièrement régulier. On verra plus loin que nous n'avons pas pu nous placer assez exactement dans les conditions des déversoirs de M. Bazin pour reproduire à 1,5 ou 2 o/o près les coefficients qu'il a trouvés. Nous avons donc dû reprendre presqu'entièrement la détermination des coefficients de nos déversoirs. Nous avons opéré par détermination de proche en proche, le tarage des déversoirs ayant été fait en même temps que le contrôle de compteurs d'eau.

Dans les pages suivantes nous donnerons le détail des opérations auxquelles nous nous sommes livrés en même temps que la disposition de nos appareils. Cet exposé intégral constituera la plus impartiale discussion de la précision des mesures qui peuvent être obtenues par cette voie.

Nous parlerons successivement de la bâche à orifices d'écoulement, des déversoirs et des compteurs Venturi qui parallèlement à un compteur à disque « compteur Etoile » prêté par la Compagnie pour la fabrication des compteurs et matériel d'usines à gaz nous ont servi pour les opérations d'étalonnage.

Nous terminerons cette étude par un ou deux exemples d'application de ces appareils de mesure à des essais de machines hydrauliques.

Bâche à orifices d'écoulement. — C'est de la bâche à orifices dont nous allons nous occuper en premier lieu. Cet appareil de mesure représenté

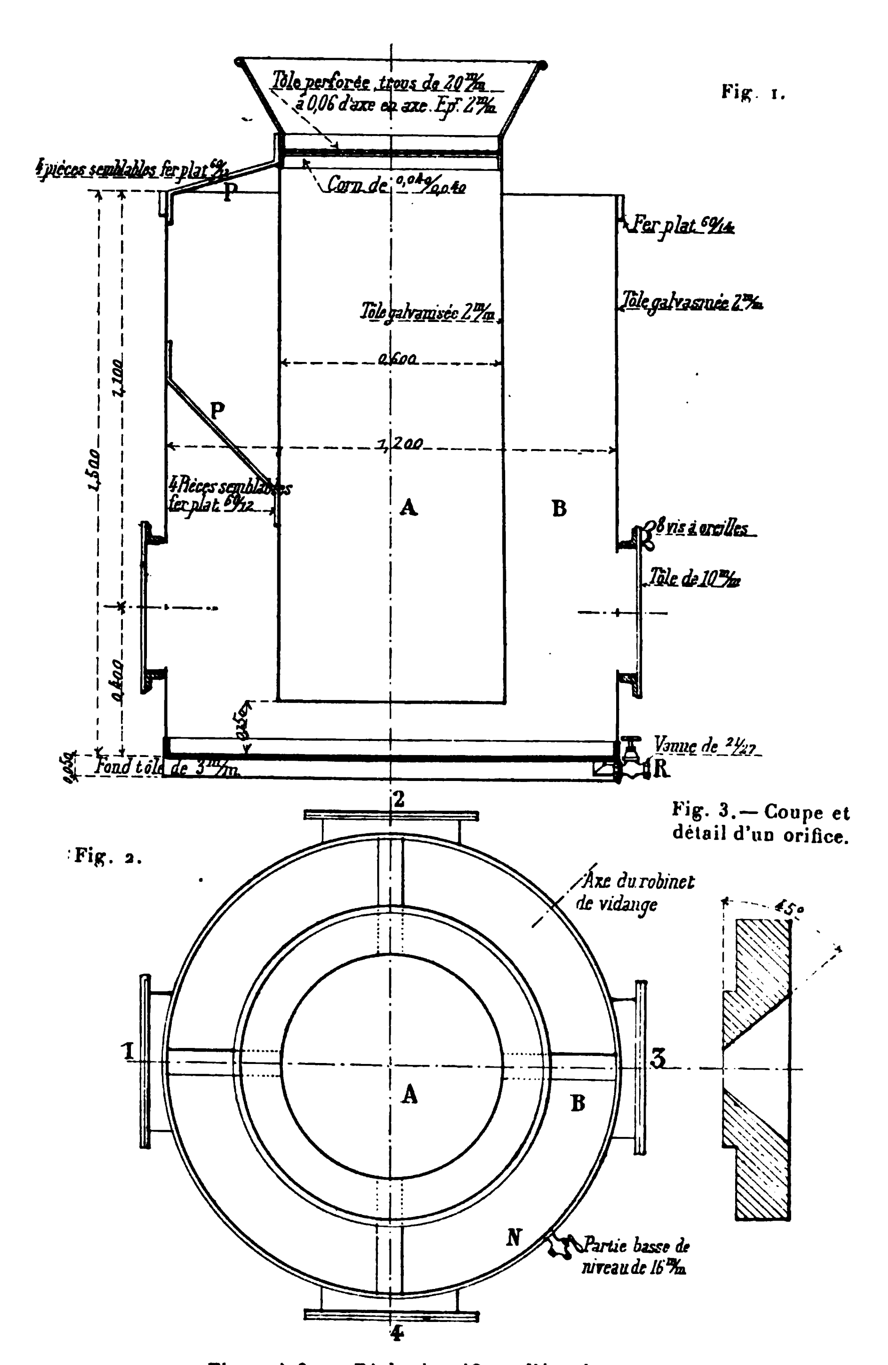


Fig. 1 à 3. — Bâche à orifices d'écoulement.

Légende. — A. Cylindre intérieur muni à sa partie supérieure d'un entonnoir pour l'arrivée de l'eau ; le cylindre est sans fond. — B. Cylindre concentrique constituant la bâche. — 1, 2, 3, 4. Orifices d'écoulement. — P. Entretoises. — R. Robinet de vidange. — N. Support de la règle du tube de niveau de la bâche.

par les figures 1, 2 et 3, se compose d'un cylindre en tôle galvanisé A terminé à sa partie supérieure par un entonnoir dans lequel on déverse l'eau à mesurer, ce cylindre sans fond de 0 m. 60 de diamètre est placé dans l'axe d'un cylindre plus grand de 1 m. 20 de diamètre qui constitue la bâche proprement dite, dans laquelle s'établit le niveau de l'eau à une certaine hauteur, l'écoulement se faisant par les caissons 1, 2, 3 et 4 dont les faces, formées de plaques circulaires en tôle de 10 mm. d'épaisseur, sont percées en leurs centres de trous portant des orifices en bronze exactement calibrés. Ces orifices sont de dimensions différentes et amovibles. La hauteur totale de cette bâche est de 1 m. 55. Le diamètre des orifices a été calculé de manière à ce que le débit maximum de la bâche soit en rapport avec ses dimensions. Les orifices taillés avec soin dans des plaques de bronze très dur ont la forme que montre la figure 3, l'angle de l'arête de l'orifice étant de 45° environ. A sa partie inférieure cette bâche porte un robinet de vidange, elle est montée sur un pied parfaitement horizontal. En N se trouve un robinet qui fait communiquer la bâche avec un tube de niveau en verre le long duquel est fixée une règle graduée en centimètres. Sur la règle se déplace un curseur repérant la hauteur de l'eau dans le tube. Ce curseur porte une division en millimètres qui permet de lire la hauteur de charge au millimètre près.

Vérification expérimentale des coefficients de débit des différents orifices de la bâche. — Bien qu'un tel appareil soit déjà un instrument de mesure précis en employant les coefficients de débit usuels des orifices en mince paroi, nous avons contrôlé expérimentalement les coefficients de débit de chacun de nos orifices fonctionnant isolément, par deux, par trois ou tous les quatre à la fois.

A l'aide de l'installation générale dessinée planche II, la bâche O était alimentée de manière à obtenir une charge constante de 1 mètre environ sous le débit auquel on faisait l'essai. L'eau qui s'écoulait de l'orifice en expérimentation pendant un temps donné était recueillie dans un réservoir jaugé de 600 à 700 litres, on faisait 4 ou 5 expériences successives en rejetant celles qui pouvaient prêter à l'incertitude.

Cette vérification a été faite dans les cas :

A. — Pour 4 orifices ouverts simultanément ;

B. — » 3 orifices (1, 2 et 4) ouverts simultanément ;

C. — » 2 orifices (1 et 2) ouverts simultanément ;

D. — » 1 seul orifice ouvert.

La bâche était munie de deux orifices de 40 mm. de diamètre et de deux orifices de 30 mm. de diamètre. Les résultats obtenus se trouvent condensés dans le tableau suivant :

Résultats du tarage de la bache à orifices

A. — 4 orifices ouverts simultanément.

Numéros des orifices	Diamètres	Coefficients	Hauteur de charge
1	40 millim.	0,6038	1 m 044
2	30 »	0,6097	1 043
3	40 »	0,6029	1 049
4	30 »	0,6118	1 038

B. — 3 orifices (1, 2, 4) ouverts simultanément.

Numéros des orifices	Diamètres	Coefficients	Hauteur de charge
1	40 millim.	0,6007	1 m 042
2	30 »	0,6084	1 043
3	30 »	0,6103	1 029

C. — 2 orifices (1, 2) ouverts simultanément.

Numéros des orifices	Diamètres	Coefficients	Hauteur de charge
1	40 millim.	0,6012	1 m 040
2	30 »	0,6078	1 040

D. — Un seul orifice ouvert.

Numéros des orifices	Diamètres	Coefficients	Hauteur de charge
1	40 millim.	0,6000	1 m 039
2	30 »	0,6080	1 041

Le travail le plus important à notre connaissance sur la détermination des coefficients de débit des orifices en mince paroi a été publié par Hamilton Smith ; « *The flow of water through orifices and over weins, and through open conduits and pipes* (Londres 1886)

L'auteur y discute les résultats obtenus par la plupart des expérimentateurs antérieurs et les chiffres qu'il propose sont le résumé des résultats de leurs observations et de ses propres recherches.

Charge	Diamètre de l'orifice	Coefficient de débit
1 mètre.	0 012	0,611
	0,015	0,606
	0,030	0,603
	0,050	0,600
	0,100	0,599

On comparera utilement ces chiffres à ceux que nous avons obtenus, si l'on veut bien tenir compte du fait qu'une légère erreur de calibrage a été commise sur notre orifice de trente millimètres qui a en réalité 30 mm. 11. On verra que le chiffre donné par Hamilton Smith et dont la différence avec le coefficient que nous avons obteuu est notable s'en rapproche singulièrement si l'on tient compte de cette erreur de diamètre.

Les résultats que nous avons obtenus montrent clairement que les coefficients de débit diminuent en même temps que le débit total de la bâche. Ce fait tient à la variation de la vitesse de l'eau dans la bâche ; variation qui a pour conséquence une diminution de la charge apparente sur le centre des orifices.

L'amplitude de la variation de ces coefficients est la justification des dimensions que nous avons adoptées pour notre bâche, et peut être explique-t-elle les mécomptes des opérateurs qui n'ont pas obtenu des résultats satisfaisants dans des essais analogues ; nous croyons en voir la raison dans les dimensions trop réduites qu'ils ont donné à leurs bacs à orifices.

La bâche ainsi vérifiée devenait un appareil de mesure exact et précis qui a servi de base dans l'étude des déversoirs que nous avons conduite de la manière suivante :

Pendant la durée de nos essais de tarage des déversoirs la bâche a constamment fonctionnée avec les quatre orifices ouverts, soit la combinaison A du tableau précédent, page 12.

Description des déversoirs. — Une salle entière (planche II) dite sous sol Vaucanson, a été aménagée pour les mesures hydrauliques. Dans la partie centrale on a creusé un canal de 15 à 16 mètres de longueur sur un mètre de large partagé en deux parties inégales par une cloison médiane en ciment armé. On dispose ainsi de deux rigoles, l'une P_1 de 0 m. 28 de largeur, l'autre P_2 de 0,6525 d'une pente d'environ 1 cm. par mètre, qui vont aboutir dans une grande citerne A pouvant contenir environ 20 mètres cubes d'eau. L'eau s'écoule dans ces rigoles en passant sur deux déversoirs S de même largeur qu'elles à arête vive découpés dans une feuille de tôle d'une épaisseur de 10 mm. environ.

En amont des rigoles nous avons ménagé une chambre de repos à chicanes I dont le but est d'amortir, autant que possible, les remous ou les vagues dus à l'arrivée de l'eau dans le canal. Cette chambre permet également d'installer des turbines qui doivent fonctionner noyées.

Parallèlement au déversoir part de la citerne un chenal à ciel ouvert dans lequel on peut installer la conduite de la pompe destinée à puiser de l'eau et à

la déverser dans la chambre de repos des déversoirs soit directement soit après l'avoir fait passer dans les appareils à essayer turbines, pompes, compteurs ou autres machines hydrauliques.

Dispositif pour mesurer la charge d'eau. — Tel que nous venons de le décrire dans ses grandes lignes, le déversoir n'est pas complet ; pour en faire un instrument de jaugeage précis, il faut lui adjoindre un appareil qui permette de mesurer avec une grande précision la charge d'eau sous laquelle le débit a lieu, c'est-à-dire mesurer la hauteur d'eau entre l'arête du déversoir et le niveau de l'eau dans la rigole à une distance déterminée de la chute et arbitrairement choisie.

A cet effet, à 5 mètres en amont de la chute, on a installé (voir planche III) un puits HIJ divisé en trois compartiments A, B, C ; A et B sont réunis aux rigoles des déversoirs par une conduite souterraine aboutissant en O et O'. Le niveau de l'eau se fixe à la même hauteur que dans les rigoles des déversoirs. Ce puits permet également de faire les mesures à un endroit où l'eau est plus calme que dans les déversoirs ; par un jeu convenable de clapets vannes amovibles, on peut isoler l un ou l autre des compartiments A et B ; le compartiment C étant toujours en communication soit avec A, soit avec B, suivant que c'est le petit ou le grand déversoir qui est en action.

Règles à pointes renversées et flotteur. — Dans chacun des compartiments A et B la mesure du niveau de l eau se fait avec une règle, fig. 1 et 2, pl. III, portant deux pointes recourbées, dispositif analogue à celui que M. Bazin et son collaborateur M. Hégly ont employé dans leurs essais. En éclairant convenablement la surface de l'eau avec une lampe à réflecteur, on voit la pointe se détacher comme un point noir très net dès qu'elle tend à sortir de l'eau ; on repère ainsi avec une précision très grande le niveau exact. Ces tiges à pointes sont rattachées à une règle munie d'un vernier. La règle est fixe et le vernier se déplace avec les tiges. Le mouvement que ces dernières peuvent prendre est lent ou rapide. Le mouvement rapide s'obtient en les faisant glisser à frottement doux dans leur logement, tube E, pl. III (fig. 4) ; quand on a mis ainsi les pointes à peu près au niveau de l'eau, on serre la vis D qui, par l'intermédiaire d'un collier de serrage, rend la tige solidaire du tube E. On peut alors, à l'aide de la vis molletée F dans laquelle se visse le tube E, passer au mouvement lent en tournant la vis soit dans un sens, soit dans l'autre, suivant que la pointe doit descendre ou monter. Dans cette opération, la vis F prend point d'appui sur le bloc G qui est fixe. Un buttoir d'arrêt H limite le mouvement dans le sens de bas en haut ; dans le sens de haut en bas, le mouvement est limité par la buttée du collier de serrage D. La règle toute entière est supportée par deux consoles en fonte KK' solidement boulonnées sur un pilier en maçonnerie.

Ce dispositif est complété par un flotteur qui se déplace dans le puits C. La construction de ce flotteur a fait l'objet d'une étude spéciale dans le but de le rendre aussi sensible que possible. Le flotteur affecte la forme d'un parallélipipède d'un assez grand volume, muni de guidages spéciaux qu'on peut voir sur

la planche III. Il est traversé par une tige centrale T, qui porte un crayon venant enregistrer les hauteurs d'eau sur un cylindre d'horlogerie. Dans ces appareils enregistreurs, la liaison du flotteur au crayon se fait ordinairement à l'aide d'un fil passant sur une poulie ; nous avons rejeté ce dispositif dont la précision était insuffisante. Ainsi disposé, cet enregistreur nous a donné toute satisfaction dans sa sensibilité et partant dans la précision des lectures.

Essais de tarage des déversoirs. — Comme nous l'avons dit plus haut, ainsi conçus les déversoirs ne pouvaient être utilisés qu'après en avoir avec grand soin étudié les coefficients de débits. Ces mesures ont été faites au moyen d'un compteur volumétrique ou d'un compteur Venturi et de la bâche à orifices déjà décrite.

Méthode de tarage des déversoirs. — La planche II nous montre la disposition générale de l'installation telle que nous l'avons construite aussi bien pour l'essai d'une pompe, d'une turbine, des compteurs d'eau que des deux déversoirs. Nous allons donc la décrire en détail pour ne plus avoir à y revenir.

Détail de l'installation. — L'eau est prise dans une citerne A (pl. II) ; aspirée au moyen d'une pompe C par la canalisation B, elle est refoulée dans les canalisations D, E, F, G, H, suivant les besoins de l'essai en exécution, et après avoir passé par les appareils (compteurs, turbines.....), elle est rejetée dans la chambre de repos I. Puis par l'un quelconque des deux déversoirs, ou par les deux simultanément, l'eau revient dans la citerne. Des vannes convenablement disposées permettent d'utiliser les diverses canalisations comme nous le verrons plus loin.

Citerne. — La citerne, construite en ciment armé, a les dimensions suivantes : hauteur 1 m. 80, longueur 2 m. 815, largeur 4 m. 610, soit environ 20 mètres cubes.

Canalisations. — Les diverses canalisations figurées sont en tôle galvanisée pouvant supporter une pression de 50 mètres d'eau, leur épaisseur est de 4 mm. Les différents tuyaux sont assemblés au moyen de brides serrant l'une contre l'autre des collerettes rivées sur chacune des extrémités à réunir. Quant aux diamètres des conduites, ils sont de 300 mm. ou de 150 mm. (voir pl. II), des tuyaux coniques ou de forme convenable ayant été placés où cela était nécessaire.

Il n'y a rien de particulier à dire de la chambre I, elle est munie de cloisons et de planches flottantes pour atténuer les remous de l'eau qui s'y déverse. Nous avons décrit plus haut les rigoles conduisant l'eau aux déversoirs, les déversoirs eux mêmes et le dispositif permettant de mesurer la hauteur de l'eau *h* dans les rigoles. Nous exposerons maintenant la méthode de tarage des déversoirs, opération qui nous permettra, connaissant *h*, de déterminer le débit de l'eau.

Méthode de tarage des déversoirs

1° *Petit déversoir.* — Il est facile de voir sur le dessin (pl. II) que, par des manœuvres convenables de vannes, on peut alimenter la bâche à orifices O soit

directement par la canalisation F, soit indirectement par les canalisations G et H. Sur la canalisation G nous placerons un compteur quelconque et nous pourrons alors réaliser les 3 combinaisons suivantes :

1) On alimente la bâche et le compteur par G et H ;

2) On alimente le compteur seul par G ;

3) On alimente le compteur par G, et la bâche par F.

Ajoutons que l'eau qui s'écoule par les orifices de la bâche, prise par des tonneaux, est conduite au moyen de tuyaux en toile dans la chambre I. La bâche peut débiter environ 10 litres par seconde, les 4 orifices étant ouverts.

Dans ces conditions, par la combinaison 1 (bâche et compteur) nous chercherons le coefficient de débit du petit déversoir pour 10 litres par seconde. Pour trouver ce chiffre, ainsi que les suivants, nous procédons par groupes de 4 expériences, chacune d'elles comprenant environ 10 lectures de la règle donnant la hauteur de charge du déversoir, et 10 lectures de la règle donnant la hauteur de charge au-dessus des orifices de la bâche, ces lectures étant faites à des intervalles de temps réguliers (une minute). Le coefficient adopté sera la moyenne des 4 résultats — suffisamment concordants — ainsi obtenus. Nous aurons ainsi en même temps taré le compteur pour ce débit de 10 litres.

Ceci fait au moyen de la combinaison 3 (le compteur alimenté par G et la bâche par F) nous pourrons tarer le déversoir pour 20 litres, puis à l'aide du coefficient obtenu ainsi pour le déversoir, tarer, par la combinaison 2 (le compteur seul par G), le compteur pour 20 litres, puis par la combinaison 3 le déversoir pour 30 litres et par la combinaison 2 le compteur pour 30 litres, etc., ainsi de suite de proche en proche.

Nous procéderons ainsi jusqu'à un débit de 90 litres par seconde environ pour le petit déversoir, ce qui correspond à une hauteur de charge de o m. 29 environ.

Il faut remarquer que, dans tout ce qui précède, le petit déversoir a fonctionné seul, le grand étant fermé par une cloison placée près de la crête. Cette cloison est rendue soigneusement étanche au moyen d'un tuyau en caoutchouc disposé sur trois de ses côtés et gonflé d'air après la mise en place de la cloison.

2° *Grand déversoir.* — Le petit déversoir ainsi taré jusqu'à 90 litres par seconde nous permet de tarer le grand jusqu'à ce même débit. Pour les débits supérieurs, nous procéderons comme plus haut, le petit déversoir jouant cette fois le rôle attribué précédemment à la bâche.

Nous opérerons alors par les combinaisons suivantes :

4) On alimente le compteur et le petit déversoir seul ;

5) On alimente le compteur et le grand déversoir seul ;

6) On alimente le compteur et les deux déversoirs simultanément.

La combinaison 4 nous permet de tarer le compteur pour 90 litres, la combinaison 5 de tarer le grand déversoir pour 90 litres également, puis, en conservant au grand déversoir ce débit de 90 litres la combinaison 6 nous permettra de tarer le compteur pour un débit supérieur et ainsi de proche en proche.

D'ailleurs nous pourrons répéter ces séries de mesures en partant de débits

plus faibles pour le petit déversoir et nous aurons ainsi une série de coefficients obtenus d'une façon indépendante les uns des autres, qui devront se grouper sur la même courbe.

On a procédé comme plus haut: chaque chiffre est la moyenne de 4 séries de groupes de 10 lectures au moins.

Précision des mesures

1° *Bâche à orifices.* — Les résultats des mesures sont indiqués dans les tableaux donnés plus haut. Nous rappellerons que le tarage de la bâche à orifices nous a fourni, les 4 orifices étant ouverts simultanément, les coefficients de contraction moyens suivants :

0,6033 pour les orifices de 40 mm. de diamètre,
0,6108 pour ceux de 30 mm. de diamètre.

Dans ces conditions, si h est la hauteur du niveau de l'eau dans la bâche, au-dessus du plan horizontal commun des centres des 4 orifices, le débit de la bâche en litres par seconde sera, h étant exprimé en mètres :

$$Q = M\sqrt{2gh} \qquad \text{où } g = 9{,}8088,$$

M étant la constante de l'appareil, donnée par la relation suivante :

$$M = \frac{3{,}1416}{4} \times [(0 \text{ m. } 04)^2 \times 0{,}6033 + (0 \text{ m. } 03)^2 \times 0{,}6108] \times 2 \times 1.000,$$

soit :

$$M = 23{,}79816,$$

les deux éléments critiques de la mesure du débit Q sont M et h si $\frac{dQ}{Q}$ désigne l'erreur relative possible sur Q :

$$\frac{dQ}{Q} = \frac{dM}{M} + \frac{1}{2}\frac{dh}{h},$$

h est lu sur une règle divisée en centimètres au moyen d'une réglette divisé en millimètres. L'erreur de division ne dépasse pas 0,8 mm. et si l'on admet que l'erreur de lecture est inférieure à 1 mm., pour des hauteurs voisines de 1 mètre, on aura :

$$\frac{1}{2}\frac{dh}{h} < \frac{1}{1.000}.$$

Quant à la constante M dépendant des coefficients de contraction adoptés pour les orifices elle a été mesurée, comme il a été déjà dit en notant le temps nécessaire pour remplir un réservoir de 600 litres gradué au préalable. La quantité d'eau versée dans le réservoir pendant le temps indiqué par un compte-seconde était prise en ramenant dans ce réservoir le niveau à 600 litres — ce dernier étant indiqué par une pointe renversée — en ajoutant ou retirant à l'aide d'une éprouvette graduée la quantité d'eau nécessaire. Dans ces conditions, nous esti-

mons qu'on peut répondre à 1/2 litre près de la quantité d'eau versée dans le réservoir. Quant au temps écoulé, dans le cas le plus défavorable (orifices de 40 mm.) il était au total de 3 minutes et l'erreur sur son évaluation est certainement inférieure à 1/2 seconde. Il en résulte que l'on peut estimer que :

$$\frac{dM}{M} < \frac{1}{400}.$$

En définitive, on aura certainement :

$$\frac{dQ}{Q} < 0,005.$$

2° *Déversoirs.* — Le débit de l'un des déversoirs est calculé par la formule :

$$Q = \mu l h \sqrt{2\,gh} \times 1.000 \text{ en litres par seconde.}$$

μ étant le coefficient de débit, $g = 9,8088$;
l la largeur de la côte du déversoir en mètres ;
h la hauteur en mètres de la surface de l'eau dans le canal qui précède le déversoir au-dessus de l'arête de ce dernier.

Nous aurons, comme plus haut :

$$\frac{dQ}{Q} = \frac{d\mu}{\mu} + \frac{3}{2}\frac{dh}{h}.$$

La hauteur h mesurée à l'aide de la règle mobile à pointe renversée peut être estimée à 1/10 de mm. près, ce qui pour h = 0 m. 10 donnera :

$$\frac{3}{2}\frac{dh}{h} = \frac{1,5}{1.000}.$$

L'erreur initiale sur μ est inférieure à 1/200. La valeur des erreurs que l'on obtient par la suite en partant de ce point pour tracer la courbe représentative du coefficient de débit du déversoir peut être estimée en comparant l'écart des courbes que l'on obtient dans diverses conditions d'expériences.

Nos courbes ont toujours été obtenues deux fois d'une manière entièrement concordante. Dès lors, il est légitime d'espérer que l'exactitude initiale du coefficient de débit se conserve pendant la suite des expériences.

Si cela est nos mesures en déversoir sont exactes à 3/4 o/o près.

Il faut observer, que dans le cas où la méthode de détermination directe du coefficient que nous avons indiquée en premier lieu peut être appliquée, l'erreur relative possible du coefficient de débit est inférieure à la somme de l'erreur relative possible sur la mesure de débit auxiliaire et de 3 fois l'erreur relative possible sur la hauteur de charge du déversoir.

Résultats du tarage des déversoirs

1° Tarage du petit déversoir (largeur = 0 m. 280)

Hauteur de charge	Coefficient de débit Résultats d'essais	Coefficiont de débit lu sur la courbe
0m0721	0,4431	0,4438
0 1094	0,4497	0,4488
0 1138	0,4476	0,4493
0 1494	0,4546	0,4549
0 1497	0,4361	0,4550
0 1811	0,4591	0,4607
0 1813	0,4605	0,4607
0 1991	0,4637	0,4645
0 2147	0,4685	0,4678
0 2188	0,4700	0,4687
0 2401	0,4706	0,4732
0 2423	0,4752	0,4736
0 2643	0,4781	0,4783
0 2904	0,4836	0,4838
0 2911	0,4827	0,4840

Voir planche III.

2° Tarage du grand déversoir (largeur = 0 m. 6525)

Hauteur de charge	Coefficient de débit Résultats d'essais	Coefficient de débit lu sur la courbe
0m1067	0,4530	0,4515
0 1068	0,4522	0,4515
0 1123	0,4522	0,4530
0 1257	0,4555	0,4569
0 1269	0,4580	0,4574
0 1287	0,4585	0,4579
0 1402	0,4617	0,4615
0 1403	0,4609	0,4615
0 1420	0,4626	0,4622
0 1435	0,4637	0,4627
0 1595	0,4691	0,4681
0 1641	0,4698	0,4696
0 1651	0,4683	0,4700
0 1742	0,4731	0,4731
0 1754	0,4744	0,4735
0 1918	0.4792	0.4790
0 1964	0,4830	0,4806
0 2040	0,4822	0 4831
0 2105	0,4882	0,4853
0 2120	0,4858	0,4858
0 2122	0,4827	0,4859

Voir planche III.

Les travaux les plus récents et les plus importants sur l'écoulement en déversoir sont ceux de M. Bazin, ingénieur en chef des ponts et chaussées.

Ce savant ingénieur a publié un compte rendu très complet de ses travaux dans les *Annales des ponts et chaussées* d'octobre 1888 à décembre 1896. Dans cette série de mémoires, M. Bazin a étudié de la manière la plus complète toutes les circonstances de l'écoulement en déversoir.

Dans le *Bulletin des Annales* de 1888, on trouvera précisément le tableau des coefficients de débit se rapportant à un déversoir de 0 m. 20 de hauteur de crête, qui est par conséquent très voisin de ceux que nous venons d'étudier.

Les chiffres relatifs à ce déversoir sont résumés dans le tableau suivant :

Hauteur de charge	Coefficient de débit
0,05	0,458
0,10	0,459
0,15	0,468
0,20	0,480
0,25	0,490
0,30	0,500

Ces coefficients, comme on le voit, s'écartent notablement de ceux que nous avons trouvés ; mais il convient de remarquer que la pente du canal de notre déversoir n'est pas la même.

On trouvera dans le livre de Bodmer sur les turbines un tableau des résultats obtenus par divers expérimentateurs. Ces recherches se rapportent à des cas variés et sont antérieures à celles de M. Bazin.

Etude de deux appareils pour la mesure instantanée du débit d'une conduite

Maintenant que nous sommes en possession d'un déversoir parfaitement étudié au point de vue de ses coefficients de débit, nous allons, par quelques applications, montrer, dans ce qui va suivre, comment nous utilisons cet appareil de mesure à l'exécution des essais hydrauliques qui nous sont demandés.

Nous en ferons tout d'abord une première application expérimentale à la vérification de compteurs d'eau dits compteurs « Venturi ».

C'est l'ingénieur américain Clemens Herschell, qui le premier a proposé d'employer l'ajutage convergent-divergent ou ajutage de Venturi pour la mesure du débit d'une conduite d'eau (1).

L'appareil qu'il a construit, dit « compteur Venturi », se compose essentiellement d'un ajutage convergent-divergent intercalé dans la conduite et d'un manomètre différentiel enregistreur qui inscrit en litres d'eau le débit instantané on le débit totalisé de la conduite (2).

(1) Mémoire lu à la Société américaine des ingénieurs civils le 21 décembre 1887.

(2) On peut consulter sur la disposition de divers modèles d'enregistreur un article de M. Couronne dans la *Revue de mécanique*, 1902.

Cet enregistreur fort intéressant est un appareil essentiellement distinct du l'ajutage Venturi ; il mériterait une étude spéciale que, faute de temps, nous n'avons pas pu effectuer. Nous avons remplacé cet enregistreur dans nos expériences par un manomètre différentiel à eau ou à mercure selon la valeur de la différence de pressions à mesurer.

Le manomètre à eau, d'une forme un peu spéciale, se compose essentiellement de deux tubes de verre T et T′ (voir fig. 1) disposés de part et d'autre

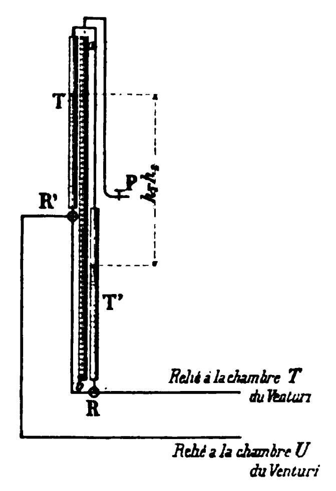


Fig. 4. — Manomètre à eau.
Légende. — TT′. Tubes de verre. — *ab*. Echelle graduée en millimètres. — P. Tuyau de purge. — R, R′. Robinets à trois voies.

d'une échelle graduée. Ils font partie d'un circuit entièrement fermé qui porte un tuyau de purge P. Les robinets à trois voies R et R′ permettent d'établir la communication avec les parties du compteur entre lesquelles on doit mesurer une différence de pression. Cette disposition permet soit de fermer le manomètre sur lui-même de manière à s'assurer que, en dehors des tubes de verre, il n'existe aucun cantonnement d'air de nature à fausser les mesures, soit de le mettre en fonctionnement normal pour les essais en envoyant de l'air sous la pression convenable par le tuyau P.

Le manomètre à mercure est un simple tube en U rempli de mercure à la partie inférieure (fig. 2). Un jeu de robinets P_1P_2 permet de mettre en communication les deux branches de l'U avec deux prises de pression et de laisser échapper l'air contenu dans le tube à la mise en service de l'appareil.

Les deux manomètres sont fixés sur un même support vertical et nous aurons tout dit sur leurs dispositions particulières quand nous aurons ajouté que de petites équerres en laiton glissant le long de la règle graduée facilitent les lectures.

Les dispositions particulières des deux ajutages que nous avons essayés sont les suivantes :

Venturi Kent. — Le premier de ces ajutages que nous avons expérimenté est de la construction de M. G. Kent à Londres. C'est un des modèles que l'on trouve dans le commerce.

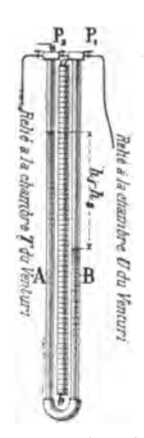


Fig. 5. — Manomètre à mercure.
Légende. — A, B. Tubes de verre. — *ab.* Règle graduée en millimètres. — P_1, P_2. Robinets permettant de faire les connexions voulues.

Il se compose de trois pièces : un convergent, une partie de section cylindrique, un divergent (fig. 3).

La première et la dernière de ces pièces sont en fonte, leur surface intérieure

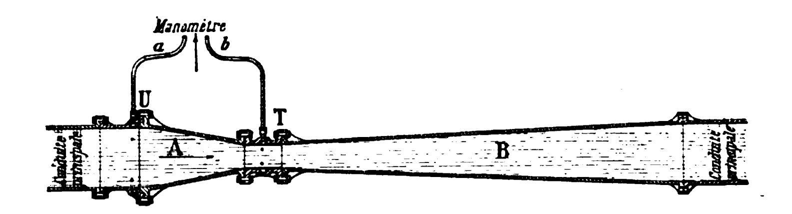


Fig. 6.
Légende. — U. Prise de pression d'entrée. — T. Prise de pression dans la partie rétrécie. — A. Cône convergent. — B. Cône divergent. — *a* et *b*. Conduites allant au manomètre différentiel.

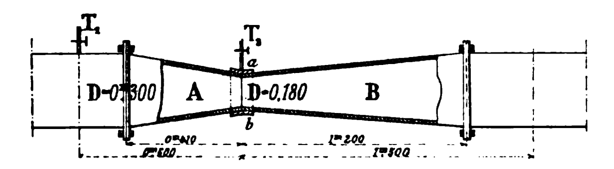


Fig. 7.
Légende. — A. Cône convergent. — B. Cône divergent. — T_1, T_2. Prises de pression — *ab.* Bague de raccord des deux troncs de cônes, raccordés directement par leurs petites bases.

est brute de fonderie. La partie médiane, de section cylindrique, est en bronze et travaillée au tour intérieurement.

L'appareil est muni extérieurement, à la partie cylindrique et à l'entrée, de chambres de pression annulaires. Ces dernières communiquent avec l'intérieur du tube par de petits trous garnis de caoutchouc vulcanisé, ce garnissage affleurant juste la surface intérieure du tube. Les pressions sont transmises par de petits tubes au manomètre différentiel. Les diverses parties du compteur sont assemblées entre elles et avec la conduite principale comme l'indique la figure 3. Pendant le cours de nos essais cet appareil était installé en V (voir pl. II) précédé d'une longueur de tuyauterie en partie droite de plus de 4 mètres de façon à éviter dans la mesure du possible des remous pouvant en troubler le fonctionnement.

Les mesures ont été effectuées à l'aide du manomètre différentiel que nous venons de décrire, dont l'une des branches est reliée à la prise de pression annulaire placée à l'entrée du venturi au point U et dont la deuxième branche est reliée à la chambre placée sur la partie cylindrique au point T. Pour des différences de pression inférieures à 3 mètres nous avons employé le manomètre différentiel à eau, pour les différences supérieures le manomètre différentiel à mercure.

Les dimensions du compteur Venturi expérimenté sont les suivantes :

Diamètre de la conduite.	0 m. 300
Diamètre de la section étroite (et de la partie cylindrique).	0 m. 141
Longueur du convergent amont	0 m. 800
Longueur de la partie cylindrique	0 m. 220
Longueur du divergent aval	1 m. 910

(La courbe méridienne du convergent amont est légèrement concave vers l'axe de l'instrument).

Venturi dit de fortune. — Le second dispositif employé au cours des essais de tarage des déversoirs est analogue au Venturi que nous venons de décrire. Il se compose de deux troncs de cône droits raccordés par leurs petites bases comme l'indique le croquis ci-contre (fig. 4). Il en diffère en trois points :

1° Au lieu d'être constitué de pièces fondues, il a été fabriqué au moyen de tôles du commerce soudées à l'autogène ;

2° Il ne présente pas de partie cylindrique à la section étroite, les deux troncs de cône réunis par leurs petites bases étant assemblés par un couvre-joint au moyen de rivets à tête fraisée de manière à ne présenter aucune saillie à l'intérieur ;

3° Il n'est pas muni de chambres annulaires de prise de pression.

Le manomètre différentiel décrit plus haut est relié d'une part à un tube de prise de pression placé à 200 mm. en amont de l'entrée du tube convergent-divergent, et d'autre part à un deuxième tube de prise de pression placé à la jonction du tube convergent et du tube divergent. Les deux tubes de prise de pression sont affleurés exactement à l'intérieur de la conduite où ils ne font aucune saillie.

Ses dimensions caractéristiques sont les suivantes :

Longueur du tube convergent.	0 m. 400
Longueur du tube divergent	1 m. 200
Diamètre de la conduite	0 m. 300
Diamètre de la section étroite	0 m. 180

Formule théorique du débit d'un venturi. — La quantité d'eau débitée par un ajutage Venturi est donnée par la formule :

$$Q = \lambda K \sqrt{h_1 - h_2}.$$

Q est le nombre de litres d'eau qui a passé dans le compteur pendant une seconde.

$h_1 - h_2$ la différence des pressions dans la section large et dans la section étroite évaluée en mètres d'eau.

K un coefficient qui dépend des dimensions géométriques de l'ajutage et qui est lié à la constante de la gravité g et aux sections du compteur S_1 et S_2 évaluées en mètres carrés par la relation :

$$K = \frac{S_1 S_2 \sqrt{2g}}{\sqrt{S_1^2 - S_2^2}}.$$

λ, est un coefficient empirique dépendant des pertes de charge de toute nature dans le convergent du compteur.

La formule $Q = K\sqrt{h_1 - h_2}$ correspond au cas de l'écoulement d'un fluide parfait, cas dans lequel il n'y a ni frottement à la paroi, ni frottement intérieur du fluide.

La valeur de ce coefficient peut se calculer de la manière suivante. Appelons V_1 et V_2 les vitesses dans les sections S_1 et S_2, vitesses uniformes dans toute l'étendue de ces sections. L'application du théorème de Bernoulli à l'écoulement du fluide dans le convergent du Venturi donne la relation :

$$\frac{V_1^2}{2g} + h_1 = \frac{V_2^2}{2g} + h_2 \qquad (1)$$

la condition de continuité donne parallèlement :

$$V_1 S_1 = V_2 S_2 = Q. \qquad (2)$$

Tirant les valeurs de V_1 et V_2 des égalités (2) et les portant dans (1), on a :

$$\frac{Q_1^2}{2gS_1^2} + h_1 = \frac{Q_2^2}{2gS_2^2} + h_2;$$

d'où :

$$Q = \frac{S_1 S_2 \sqrt{2g}}{\sqrt{S_1^2 - S_2^2}}.$$

c'est-à-dire :

$$K = \frac{S_1 S_2 \sqrt{2g}}{\sqrt{S_1^2 - S_2^2}}.$$

Dans le cas où il s'agit d'un fluide réel à la perte de pression $h_1 - h_2$ vient s'ajouter une perte de charge θ due non seulement aux frottements sur la paroi de la conduite mais encore aux frottements internes du fluide.

Le même débit Q qui correspondait à la perte de charge $h_1 - h_2$ correspondra maintenant à la perte de charge $h_1 - h_2 + \theta$. Pour qu'il en soit ainsi il faudra prendre pour coefficient non plus K mais $K \times \frac{\sqrt{h_1 - h_2}}{\sqrt{h_1 - h_2 + \theta}}$. La valeur de λ est donc :

$$\lambda = \sqrt{\frac{+1}{1 + \frac{\theta}{h_1 - h_2}}}.$$

Cette valeur peut se calculer diversement, on peut aussi remplacer λ par les premiers termes de son développement en série :

$$\lambda = 1 - \frac{1}{2}\frac{\theta}{h_1 - h_2} + \frac{3}{8}\left(\frac{\theta}{h_1 - h_2}\right)^2$$

qui donnent une approximation inférieure à 1/2 o/o dès que :

$$\frac{\theta}{h_1 - h_2} \leq \frac{1}{5}.$$

Quoi qu'il en soit le calcul du coefficient de correction pratique λ dépend du calcul de la perte de charge due aux frottements dans le venturi.

Cette perte de charge est donnée par la formule bien connue

$$\theta = \frac{64 \times b \times Q^2}{\pi^2}\int_o^l \frac{d\sigma}{D^5} + \alpha\,\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}.$$

Dans cette formule D est le diamètre de la conduite et l'intégrale $\int_o^l \frac{d\sigma}{d^5}$ est prise le long de l'axe du tuyau de la section S_1 à la section S_2.

Nous adopterons pour valeur des constantes b et α : 0,00036 et $\frac{1}{9}$.

On consultera sur l'origine de cette formule et le choix des constantes la « théorie des eaux courantes de M. Boussinesq » pages 72 et 112.

La même formule est applicable au calcul de la perte de charge due au passage de l'eau dans tout le venturi ; évidemment dans ce cas le terme $\alpha\,\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$ ne subsiste pas dans le résultat du calcul. On verra plus loin une application de ces formules.

Nos essais ont eu pour objet de déterminer la valeur de ce nombre λ ou ce qui revient au même du coefficient λ K.

Ils ont été complétés dans le cas du second dispositif par la détermination de la perte de charge totale entre deux sections de la conduite situées à 20 cm. amont et à 25 cm. aval du compteur.

Les résultats que nous avons obtenus sont résumés dans les trois tableaux suivants.

Coefficients expérimentaux du Venturi Kent

Valeurs de Q Débits en litres par seconde	Valeurs de $h_1 - h_2$ en mètres d'eau	Valeurs du coefficient λK
32,19	0,243	65,30
48,87	0,567	64.90
60,32	0,862	65,02
63,37	0,940	65,36
70,04	1,161	65,05
72,33	1,228	65,28
82.55	1.583	65,65
86,07	1,748	65,15
94.40	2.064	65,72
101,55	2,408	65,47
122.91	3,581	64,97
136 25	4,310	65,65

Soit, pour le coefficient K une valeur moyenne :

$$\lambda K = 65{,}29$$

avec un écart maximum de la moyenne égal à 0,65 o/o.

Le coefficient résultant des dimensions de l'appareil, abstraction faite du frottement et des tourbillonnements à l'intérieur de l'appareil serait :

$$K_2 = 70{,}914$$

Coefficients expérimentaux du Venturi de fortune

Valeurs de Q Débits en litres par seconde	Valeurs de $h_1 - h_2$ lectures du manomètre en mètres d'eau	Valeurs du coefficient $\lambda R = \frac{Q}{\sqrt{h_1 - h_2}}$
45,45	0.183	106.50
45,70	0,183	106.85
48,29	0.204	107,01
58,02	0,294	106.98
58.90	0,307	106,31
69,73	0,428	106.50
71,59	0,450	106.69
79,67	0,564	106.09
83,21	0,612	106.37
90,45	0,723	106,41
100,84	0,895	106,53
107,58	1,017	106.66
116,96	1,200	106.75
117,46	1,213	106.63
130 00	1,493	106,37
137,56	1,650	107,04
137 82	1,682	106,22
138,38	1,678	106,82

soit pour le coefficient K une valeur moyenne :

$$\lambda K = 106,59$$

avec un écart maximum de la moyenne égal à 0,47 o/o.

Le coefficient théorique résultant des dimensions de l'appareil, abstraction faite du frottement et des tourbillonnements à l'intérieur de l'appareil serait :

$$K_{s} = 120,79.$$

Pertes de charge dans le Venturi de fortune

Débits en litres par seconde	Pertes de charge en mètres d'eau
40	0,018
50	0,023
60	0.032
70	0,045
80	0,060
90	0.078
100	0,097
110	0,117
120	0,138

Pendant ces essais la pression dans la conduite à l'amont du compteur était d'environ 15 mètres d'eau.

L'examen de ces tableaux conduit à plusieurs conclusions :

1° La perte de charge dans un compeur Venturi est faible. Elle est pratiquement négligeable par rapport à une chute d'eau quelque peu élevée. En se plaçant à ce point de vue l'emploi d'un ajutage Venturi en tolerie légère que l'on placerait dans une conduite d'amenée peut être recommandé pour la mesure du débit dans un essai de turbine. Il semble, en effet, que son installation serait moins coûteuse que celle de la rigole nécessaire pour établir un déversoir de Bazin, dans le canal de fuite.

2° Le coefficient de débit du venturi peut être déterminé avec une précision élevée. Il *demeure constant* quand le débit varie dans une assez large proportion (dans le rapport de 1 à 5) On peut donc prévoir, soit pour des contrôles de distributions d'eau, soit pour des essais de turbines, des appareils très puissants qu'il suffirait de contrôler à un débit réduit.

Nous nous sommes demandés s'il n'était pas possible d'aller plus loin et d'envisager comme pouvant être employés, sans rien sacrifier de leur précision, des appareils qui n'auraient été, l'objet d'aucun contrôle expérimental.

Nous avons calculé (voir plus haut pages 26 et 27) le coefficient de perte de charge(1) dans le venturi de fortune et le coefficient de débit dans le venturi de fortune et le coefficient de débit dans le Venturi-Kent. Les résultats de ces calculs sont groupés dans le tableau suivant où ils sont mis en parallèles avec les chiffres que nous avons obtenus expérimentalement.

Appareil Venturi		de fortune	Kent
Coefficient de perte de charge	Calculé	8 472	—
	Mesuré	9.365	—
Coefficient de débit	Calculé	112,9	66,2
	Mesuré	106,6	65,3

Si l'on fait abstraction du coefficient de débit du venturi de fortune, on voit que les résultats de l'expérience sont exactement représentés par le calcul.

La divergence entre les coefficients de débit calculés et mesurés très grande dans le cas du venturi de fortune et à peine égale à 2 o/o dans le cas du Venturi-Kent tient pensons-nous au raccordement par arête vive des différents éléments coniques et cylindriques qui composent ces compteurs.

En particulier ce mode de raccordement produirait dans la section rétrécie une sorte de contraction du filet liquide, qui aurait les mêmes conséquences qu'une légère diminution de cette section.

Par suite nous nous croyons autorisés à émettre l'espérance que le coefficient de débit d'un venturi (1) dont tous les éléments seraient raccordés par des profils courbes, de manière à ce qu'il n'y ait que des sections graduellement variables, pourrait être déterminé *a priori* par le calcul.

L'importance d'un tel fait qui semble corroboré par les expériences que nous venons de décrire est de premier ordre pour l'emploi de l'ajutage Venturi dans le cas des essais des turbines hydrauliques, de débits un peu considérables et en général de tous appareils hydrauliques très puissants.

L'intérêt qui s'attache à cette question ne peut échapper à personne et elle mériterait certainement une étude spéciale, sur d'autres types d'appareils. Nous espérons vivement que l'occasion nous sera fournie de revenir sur ce sujet plein d'intérêt.

Dans ce qui va suivre nous allons montrer l'utilisation de ces appareils pour l'étude d'une pompe et de deux turbines.

(1) Ou rapport de la perte de charge au carré du débit. En se reportant un peu plus haut on peut voir que ce coefficient augmente très lentement avec le débit du moins tant que le débit ne correspond pas à une vitesse de l'eau supérieure à 5 ou 6 mètres par seconde dans la section étranglée.

(1) On verra cette disposition indiquée dans l'article de M. Couronne cité plus haut.

M. Daries, ingénieur du service des eaux de la Ville de Paris a fait sur un venturi de 300 mm. de diamètre à l'usine du service des eaux de Paris à Montmartre une série de mesure qui lui ont permis de constater que le débit de cet instrument calculé théoriquement était très rapproché du débit vrai. *Revue de mécanique*, septembre 1907.

DEUXIÈME PARTIE

Essai d'une pompe centrifuge

MM. Schabaver et Cie, constructeurs à Castres, ont bien voulu sur notre demande mettre à la disposition du laboratoire d'essais une pompe centrifuge de leur construction pendant la durée des expériences de détermination des coefficients de débit des déversoirs et des compteurs Venturi et de nos essais de turbines. Nous les remercions à nouveau de l'extrême obligeance qu'ils ont apporté à nous mettre en mesure de créer ainsi en plein Paris au milieu du Conservatoire une chute d'eau aussi importante.

Ces messieurs nous ont autorisé à publier les dessins de cette pompe ainsi que les résultats obtenus dans les essais auxquels nous l'avons soumise.

Description de la pompe

Les dispositions générales de la pompe Schabaver comme on peut le voir sur les planches V, V *bis*, VI, VII et VIII sont les suivantes : le corps de la pompe est constitué par deux coquilles en fonte fondues et assemblées par boulons suivant un plan diamétral.

Il est divisé intérieurement en trois parties :

1. Le canal d'aspiration A ;
2. Le logement de l'appareil tournant qui pendant la marche est rempli d'eau morte à la pression de l'eau à la sortie de l'appareil tournant T ;
3. Le canal de refoulement B.

La tubulure d'aspiration contenue dans un plan passant par l'axe se divise en deux conduits qui aboutissnt aux deux ouïes de la pompe.

Dans le but d'établir une séparation étanche entre le logement de l'appareil tournant et l'aspiration une glace *a-b*, voir planches VI et VII en forme de couronne est rapportée autour de chaque ouïe.

Contre cette glace tourne une partie dressée de l'appareil tournant. Les surfaces en contact sont creusées de chicanes, voir planche VII. pour rendre plus difficile le passage de l'eau, de la cavité d'aspiration à celle de refoulement.

Le canal de refoulement se compose d'abord d'une fente annulaire légèrement évasée jouant le rôle de diffuseur.

A la sortie de cette fente, l'eau est recueillie dans une volute circulaire enve-

Fig. 8. — Vue en élévation.

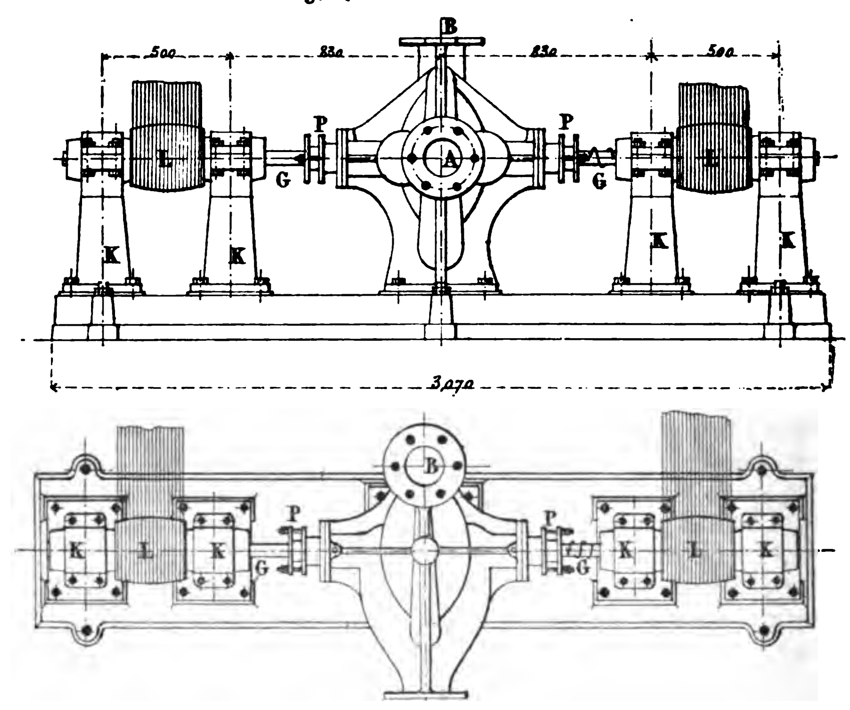


Fig. 9 — Vue en plan.

Fig. 10. — Vue de profil.

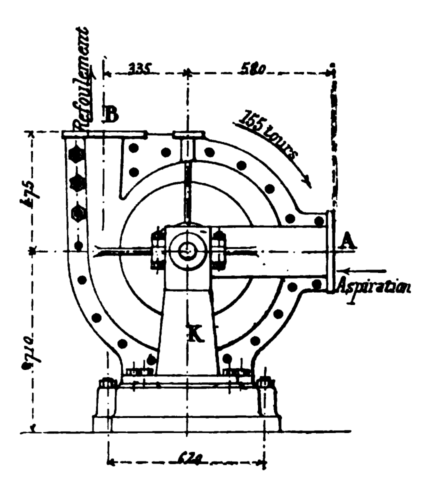


Fig. 8 à 10. — Ensemble de la pompe Schabaver.

Légende. — A. Aspiration. — B. Refoulement. — P. Presse-étoupes. — G. Arbre moteur. — K. Paliers de l'arbre moteur. — L. Poulies motrices de la pompe.

loppant toute la pompe et dont la section croît proportionnellement à l'arc débitant du diffuseur de manière à rendre la vitesse de l'eau la même dans toutes les sections.

Cette volute est prolongée par le tuyau de refoulement.

L'arbre de la pompe traverse le corps de pompe dans deux bottards munis

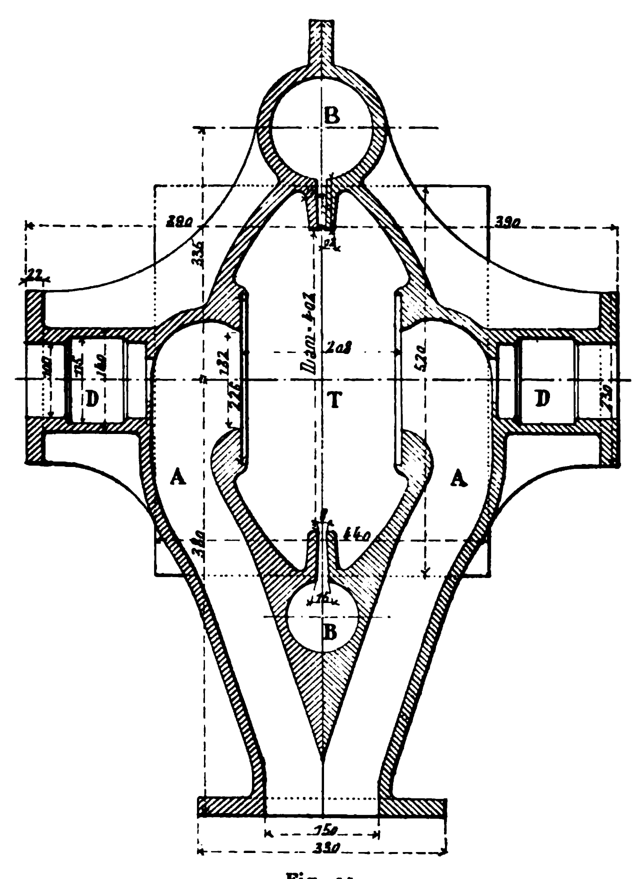


Fig. 11.

Légende. — A. Canal d'aspiration. — T. Logement de l'appareil tournant. — B. Canal de refoulement. — D. Logement des presse-étoupes et de l'arbre moteur.

de bagues en métal antifriction. Chacun de ces bottards porte un presse étoupe assurant une fermeture étanche.

Des petits canaux creusés dans des nervures du corps de pompe mettent en communication des chambres annulaires entourant ces bottards avec le logement de l'appareil tournant de manière à les refroidir par affusion d'eau.

L'arbre de chaque côté du corps de pompe est porté par deux paliers entre lesquels se loge une poulie. Cette disposition un peu spéciale a été imposée par

la nécessité dans laquelle le laboratoire s'est trouvé d'attaquer la pompe par courroie à l'aide de deux moteurs différents.

L'appareil tournant en fonte se compose, planches VI et VII, d'un noyau claveté sur l'arbre. Ce moyeu se prolonge presque jusqu'à la circonférence de la roue par une sorte de toile qui divise la roue en deux et sert d'attache aux aubes sur leur côté intérieur.

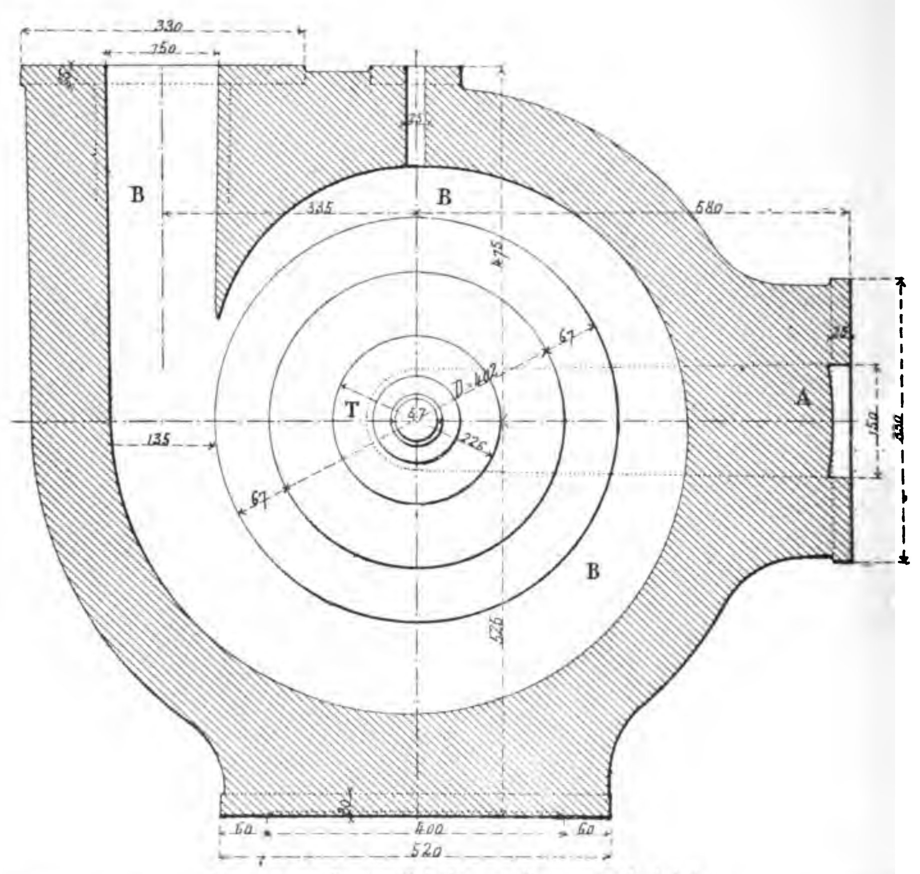


Fig. 12 — Pompe Schabaver. Coupe par le joint.
Légende. — B. Canal de refoulement. — A. Canal d'aspiration. — T. Appareil tournant.

Les aubes au nombre de huit prennent naissance sur une circonférence dont le diamètre est celui des ouïes. Elles sont presque tangentes à cette circonférence extérieure de l'appareil tournant. Leurs côtés extérieurs viennent s'attacher à deux flasques symétriques qu'elles maintiennent en forme voulue en leur servant d'entretoises.

Ces flasques portent du côté de l'axe un renfort tourné qui vient faire joint sur le pourtour de l'ouïe.

A la partie extérieure elles déterminent par leur rapprochement une fente étroite également tournée et par laquelle l'eau s'échappe de la roue.

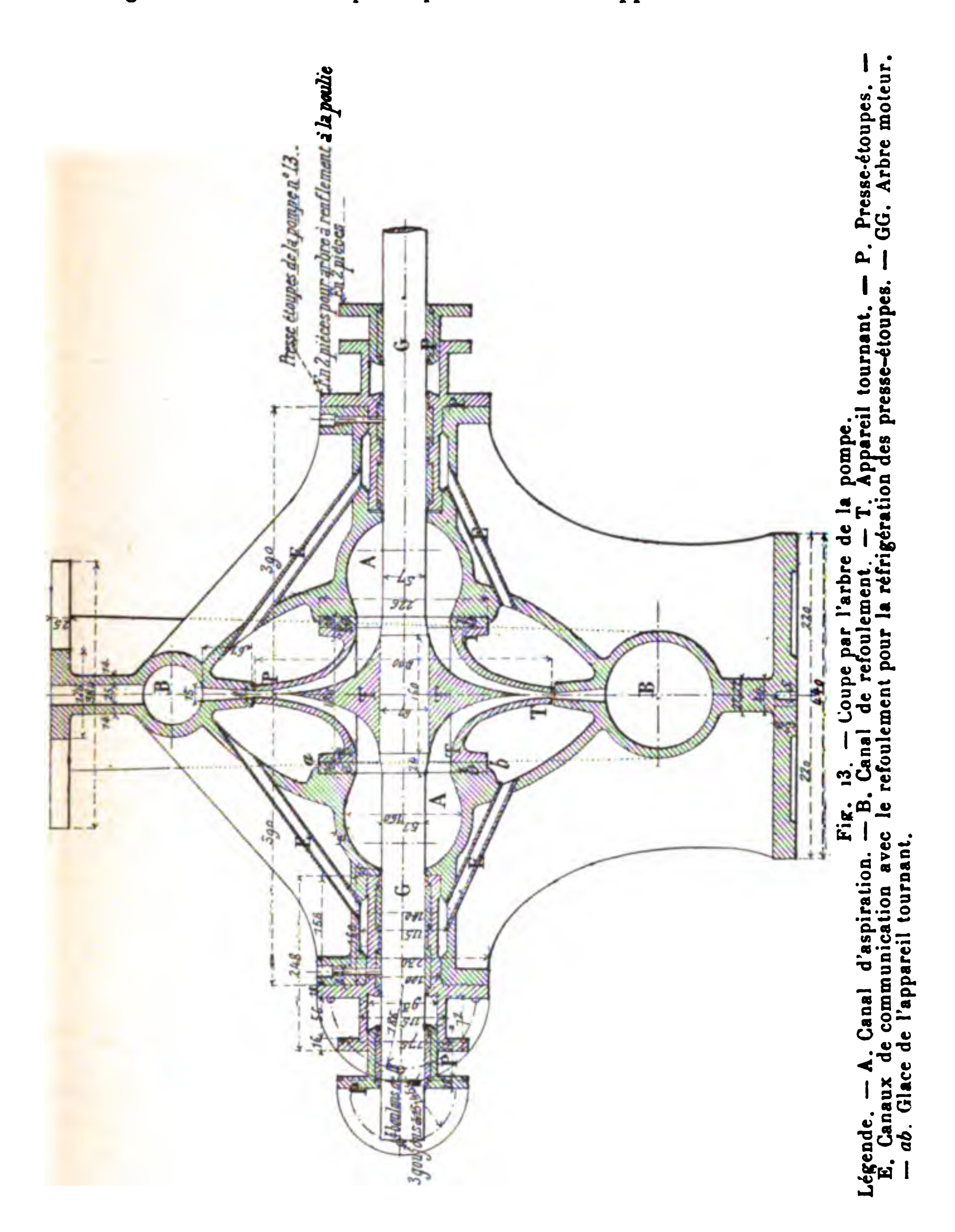


Fig. 13. — Coupe par l'arbre de la pompe.

Légende. — A. Canal d'aspiration. — B. Canal de refoulement. — T. Appareil tournant. — P. Presse-étoupes. — E. Canaux de communication avec le refoulement pour la réfrigération des presse-étoupes. — GG. Arbre moteur. — *ab*. Glace de l'appareil tournant.

Les lèvres de cette fente viennent effleurer avec un très faible jeu, l'orifice d'entrée du canal annulaire de diffusion.

Les données et dimensions caractéristiques de la pompe que nous avons essayés sont les suivantes :

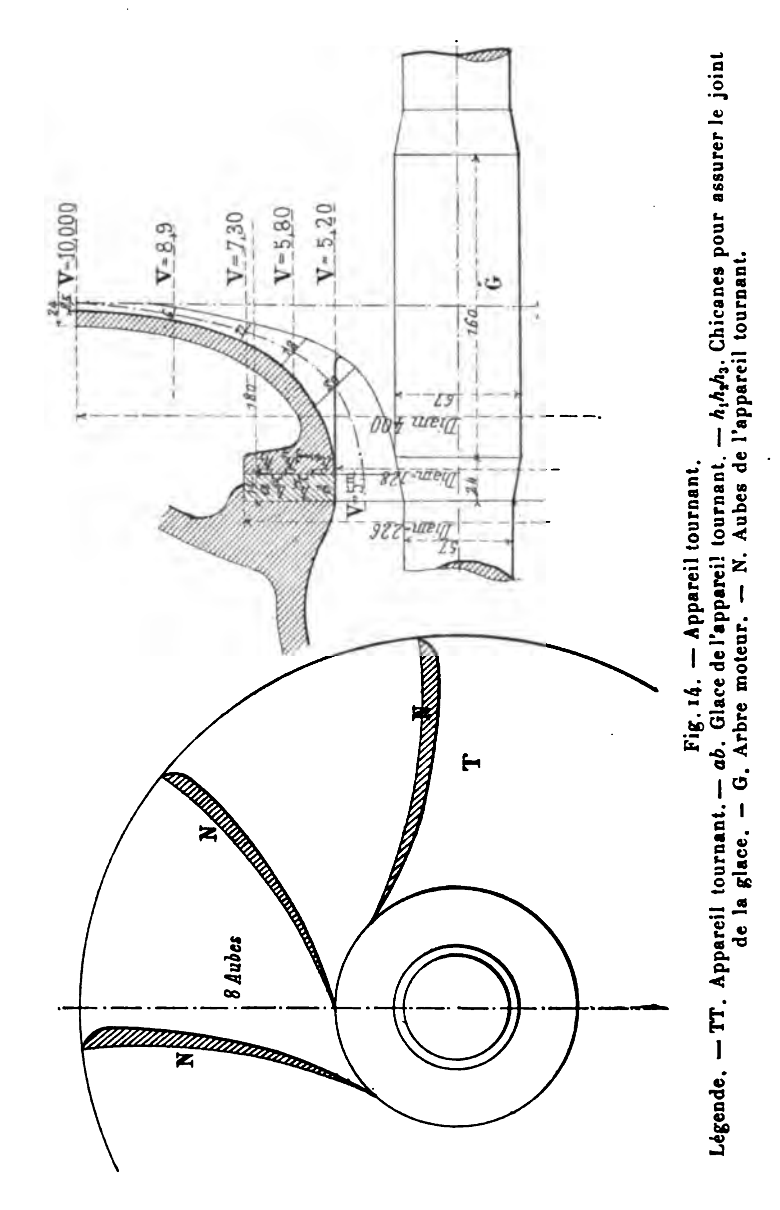


Fig. 14. — Appareil tournant.

Légende. — TT. Appareil tournant. — *ab*. Glace de l'appareil tournant. — $h_1h_2h_3$. Chicanes pour assurer le joint de la glace. — G. Arbre moteur. — N. Aubes de l'appareil tournant.

Diamètre de la tubulure d'aspiration	150 mm.
Diamètre de la tubulure de refoulement	150 »
Diamètre de l'appareil tournant	400 »

Nombre de tours normal (par minute)	1500	m.
Hauteur de refoulement correspondante en mètres.	50	»
Débit correspondant en litres par seconde . . .	100	»

Voir planche VIII.

Installation de la pompe

La pompe est montée sur des fers à T spéciaux comme on peut le voir sur la planche II sa conduite d'aspiration plongeant dans la citerne est terminée par un convergent la raccordant à la pompe. La conduite de refoulement commençant vers la pompe par un divergent formant coude au 1/4, fixée aux poutrelles du plafond de la salle d'essais, se termine par un coude au 1/8 la raccordant à la turbine dont les essais se faisaient en même temps. L'eau après avoir actionné la turbine tombait dans la chambre de repos d'où elle faisait retour à la citerne par le canal terminé par le déversoir. Une vanne que l'on peut voir sur la conduite de refoulement permettait par étranglement de la conduite de régler la pression voulue pour les expériences, suivant le désir des opérateurs.

Deux moteurs électriques l'un de 50 et l'autre de 100 chevaux actionnaient la pompe par courroie.

Organisation et marche de l'essai

Les données essentielles qui caractérisent le fonctionnement d'une pompe centrifuge sont :

1. La quantité d'eau débitée par la pompe ;
2. La hauteur totale de l'élévation de l'eau ;
3. Le nombre de tours de la pompe ;
4. La puissance motrice nécessaire pour actionner la pompe.

Eau débitée

Nous n'avons pas à revenir sur la mesure de la quantité d'eau élevée par la pompe, nous rappellerons seulement que cette mesure a été faite à l'aide des déversoirs que nous venons de décrire et que l'exactitude dans la mesure du débit est certainement très satisfaisante. Nous ne doutons pas comme nous l'avons établi dans ce qui précède que le volume de l'eau élevée n'ait été obtenu à moins de 1 o/o près.

Hauteur totale d'élévation de l'eau

La charge sous laquelle fonctionnait la pompe était mesurée par un manomètre piqué sur la tuyauterie de refoulement. Il indiquait la pression intérieure en mètres d'eau.

Il est évident que la hauteur totale d'élévation de l'eau est égale à la lecture du manomètre augmentée à la hauteur verticale entre l'entrée de cet appareil et la surface du plan d'eau dans la citerne où puise la pompe.

Les manomètres que nous avons employés sont des manomètres métalliques de la construction de M. Bourdon (Le niveau du plan d'eau dans la citerne était relevé à l'aide d'un flotteur d'une construction soignée dont l'index se déplaçait le long d'une règle divisée en centimètres).

Bien qu'une légère inexactitude puisse résulter de la fatigue des tubes des manomètres, sous l'action des variations de pression, parfois un peu brusques surtout au moment de la mise en route de l'essai, il ne nous paraît pas douteux que la pression ait toujours été déterminée avec une exactitude inférieure à 50 cm. d'eau. Ces manomètres ont du reste été vérifiés plusieurs fois pour nous mettre à l'abri d'une détérioration possible du tube métallique.

Quelques corrections devraient être faites à la valeur brute de la hauteur totale d'élévation de l'eau.

La pression lue sur le manomètre est à augmenter d'une correction additive égale à la pression statique correspondant à la vitesse de l'eau dans la conduite $\left(\frac{V^2}{2g}\right)$, V étant la vitesse moyenne de l'eau en mètres — $g = 9{,}8088$. Cette correction bien que presque négligeable a été faite à cause de sa simplicité.

La correction destinée à tenir compte de la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration et dans la partie de la tuyauterie de refoulement comprise entre la sortie de la pompe et le point où est piqué le manomètre serait notablement plus importante que la précédente. En effet, l'ensemble de cette tuyauterie de 9 mètres de longueur comprenait deux parties coniques et 2 coudes au 1/4. Nous avons renoncé à fixer la valeur de cette perte de charge qui devrait être ajoutée à la hauteur totale d'élévation de l'eau, le temps nous ayant manqué pour faire l'étude expérimentale de la canalisation.

Il est évident, qu'en ne faisant pas cette correction nous avons désavantagé la pompe.

Nombre de tours de la pompe

La vitesse angulaire de la pompe était mesurée à l'aide d'un compteur de tours tenu à la main par un opérateur qui actionnait en même temps par un contact électrique les compteurs des dynamos motrices.

Puissance motrice nécessaire pour actionner la pompe

Il nous reste maintenant à décrire la mesure de la puissance fournie à la pompe. Elle était actionnée par deux moteurs qui attaquaient par courroie les deux tambours montés de part et d'autre de son arbre. L'un de ces moteurs de la Société Grammont de Pont-de-Chevry de 100 chevaux pouvait développer jusqu'à 120 ou 130 chevaux, il actionnait la pompe à l'aide d'une courroie Titan

d'une souplesse remarquable qui nous a donné toute satisfaction pendant l'essai. L'autre moteur de la Société de l'éclairage électrique de 50 chevaux pouvant en développer 60 en surcharge actionnait la pompe par courroie Desbenoit et

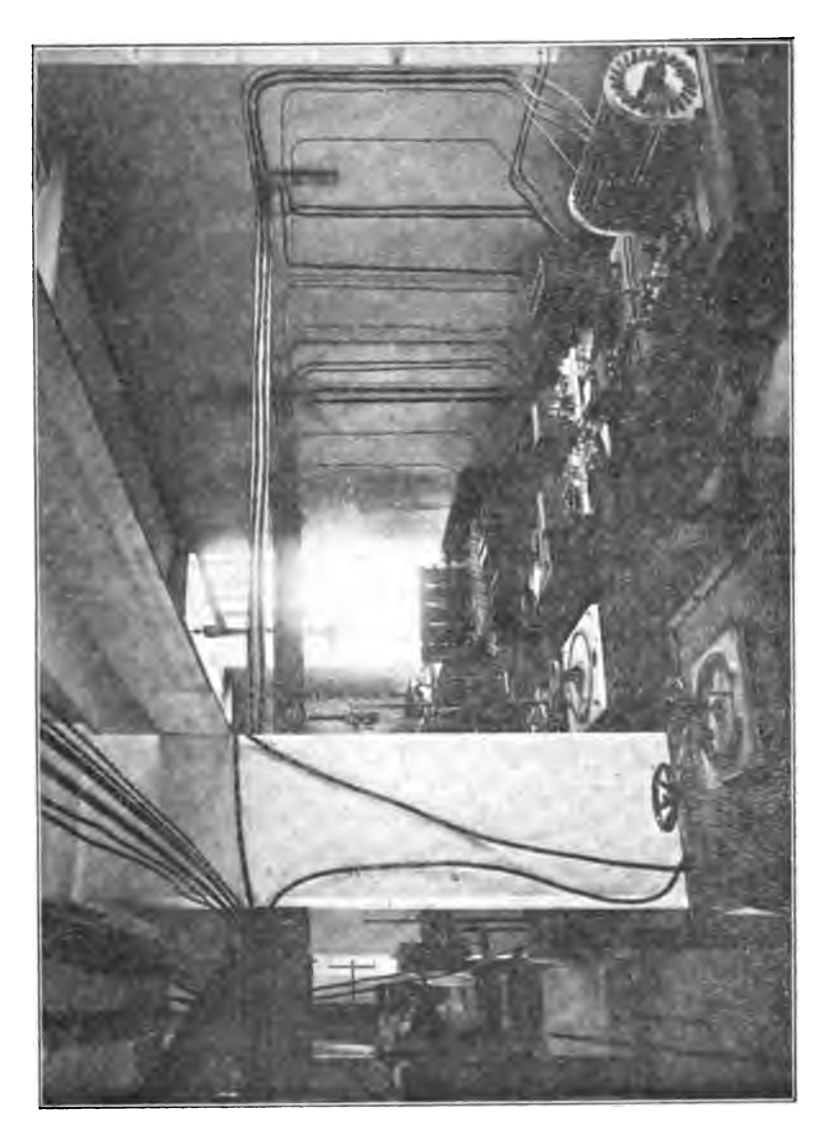


Fig. 15. — Vue d'ensemble du groupement des appareils électriques.

Muron. Cette courroie a été mise gracieusement à la disposition du laboratoire par MM. Desbenoit et Muron.

La puissance électrique brute fournie aux moteurs était mesurée à l'aide d'un

wattmètre de précision Siemens et Halske, n° 062.174, monté dans le circuit qui alimentait le moteur Grammont et par un voltmètre et un ampèremètre de précision Chauvin et Arnoux montés sur le moteur de l'éclairage électrique. Tous les appareils de mesures électriques étaient groupés sur une table ainsi que les rhéostats de manœuvre le tout à la portée de l'opérateur chargé des moteurs électriques.

La puissance mécanique fournie à la pompe est le produit de la puissance électrique brute fournie aux moteurs par le rendement de ces moteurs et par le rendement des courroies.

Le rendement des moteurs a été déterminé dans les conditions même de leur fonctionnement par la méthode des pertes séparées. Nous n'avons pas cru devoir inscrire tous les chiffres relatifs à ce calcul, pour ne pas surcharger à l'excès nos tableaux de résultats. Nous donnons seulement, à titre de document, la valeur du rendement d'induit de ces deux moteurs, pour les conditions de charge maxima dans lesquelles nous les avons fait fonctionner :

Désignation du moteur	Rendement
—	—
Grammont	89,6 (1)
Eclairage électrique.	92,2

Le chiffre à adopter pour le rendement des courroies nous a particulièrement préoccupé. Dans le but de nous rendre compte des pertes de puissance dues à cette transmission, nous avons mesuré le glissement des courroies. Les compteurs de tours à embrayage électrique étaient montés sur les deux moteurs.

L'opérateur chargé de compter les tours de l'arbre de la pompe les mettait en marche au moment même où il embrayait son compteur à main. Nous avions donc avec une entière rigueur les éléments nécessaires pour calculer le glissement des deux courroies.

Les diamètres des poulies et les épaisseurs des courroies sont donnés dans le tableau suivant :

Désignation de la poulie	Diamètre en mm.
—	—
Du moteur Grammont	850
— éclairage électrique. . . .	520
De la pompe	250

Désignation de la courroie	Epaisseur en mm.
—	—
Courroie Titan	17
— Desbenoit et Muron. . . .	15

La valeur moyenne du glissement pour chacune de ces courroies a été, en admettant que la fibre neutre soit sensiblement au milieu de la courroie :

(1) Le moteur Grammont a été employé dans des conditions différentes de ses conditions normales de marche.

Désignation de la courroie	Valeur du glissement en 1/100
Courroie Titan	2,3
— Desbenoit et Muron	2,7

Sur ces bases, nous avons admis uniformément dans tous les essais comme valeur moyenne du rendement des courroies *0,96*.

Groupement des lectures aux essais

Nous donnons à titre d'exemple deux feuilles du carnet d'essais.

La première, intitulée puissance motrice, montre l'ensemble des lectures faites à l'essai et les calculs de cet essai.

Essai n°	Puissance motrice		
Moteur Grammont	Nombre de tours par minute		»
	Wattmètre	Lecture	»
		Facteur de transformation	»
		Watts bruts	»
	Pertes dans l'induit en watts		»
	Puissance nette en watts		»
	Puissance nette en chevaux		»
	Rendement admis pour la transmission		»
	Puissance fournie sur l'arbre de la pompe en H. P.		»
Moteur de l'éclairage électrique	Nombre de tours par minute		»
	Voltmètre		»
	Ampèremètre		»
	Watts bruts		»
	Pertes dans l'induit en watts		»
	Puissance nette en watts		»
	Puissance nette en chevaux		»
	Rendement admis pour la transmission		»
	Puissance fournie sur l'arbre de la pompe en H. P.		»
Puissance totale fournie à la pompe			»

La deuxième, intitulée feuille de la pompe, groupe les différentes lectures relatives à cet appareil ainsi que les résultats des calculs.

Essai n° 86	Pompe	
Nombre de tours par minute		»
Hauteur d'eau dans la citerne		»
Pression amont	Lecture du manomètre	»
	Corrections	»
	Valeur vraie	»

Hauteur totale d'élévation de l'eau . . . . »
Rendement manométrique. . . . . »

Quantité d'eau et puissance utile :

Lecture de la règle du déversoir . . . . »
Quantité d'eau écoulée (lit. par seconde). . . . . »
Puissance en eau élevée en kilogrammètres . . . . »
— en chevaux . . . . »
Rendement dynamique. . . . . »

Tableau des résultats des essais

Le tableau suivant résume les résultats des essais extraits de nos différentes feuilles de puissances motrices et de pompe. La colonne 1 contient les numéros d'ordre des essais, la colonne 2 le nombre de tours de la pompe par minute, les colonnes 3, 4 et 5 la hauteur de refoulement, d'aspiration et la hauteur totale d'élévation de l'eau. La colonne 6 contient la valeur du rendement manométrique, la colonne 7 le volume de l'eau refoulée en litres par seconde, la colonne 8 les valeurs de la puissance motrice, la colonne 9 la puissance en eau élevée, enfin la colonne 10 renferme les rendements mécaniques.

Nous rappelons que le rendement manométrique est le quotient de la hauteur totale d'élévation de l'eau par la hauteur correspondant à la vitesse périphérique de la roue mobile.

Le lecteur observera que dans ces tableaux les essais sont classés d'après la hauteur totale d'élévation de l'eau. Cette hauteur est toujours un nombre exact. Comme évidemment une pareille uniformité dans les résultats des expériences n'a pas pu être atteinte, nous avons réduit les nombres de tours par minute et les volumes débités à ce qu'ils auraient été si la hauteur totale d'élévation avait été non le chiffre observé, mais le chiffre régulier adopté comme base pour la division du tableau. Les formules de correction adoptées par nous sont les suivantes (1) :

$$N = N' \sqrt{\frac{H}{H'}}$$

$$Q = Q' \sqrt{\frac{H}{H'}}$$

(1) Pour faire cette correction, nous nous sommes appuyés sur cette proposition que le rendement mécanique et le rendement manométrique d'une pompe sont constants quand cette pompe fonctionne sur une ouverture constante. Cette proposition n'est pas rigoureusement exacte, d'autant plus que les pressions amont et aval de la pompe ne sont pas relevées immédiatement à l'entrée et à la sortie de celle-ci, mais elle peut être regardée comme suffisamment exacte dans le cas d'une faible variation dans les conditions de fonctionnement de la pompe. Elle donne immédiatement :

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \text{const.} \qquad \frac{N}{\sqrt{H}} = \text{const.}$$

d'où la formule de correction.

Numéro de l'essai	Nombre de tours par minute	Hauteurs d'eau			Rendement mono métrique $\frac{H}{2\frac{u^2}{g}}$	Débit en litres par seconde	Puissance motrice en kilogram-mètres	Puissance rendue par la pompe en eau élevée kilogram-mètres	Rendement dynamique
		Refoulement	aspiration	totale					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
33	1.301	40,50	2,00	42,50	1,122	61,92	4.725	2.632	0,537
34	1.303	40,45	2,05	42,50	1,120	69,5	5.540	2.954	0 543
35	1.307	40,60	1,90	42,50	1,112	81,65	5.764	3.470	0,602
36	1.312	40,40	2,10	42,50	1,104	92,95	6.507	3.950	0,607
9	1 320	40,50	2,00	42,50	1,090	103 5	6.895	4.391	0,638
37	1.329	40,40	2,10	42,50	1,076	108,25	7 373	4.601	0,624
8	1.329	40,35	2,15	42,50	1,076	113,27	7.678	4.814	0,627
38	1.339	40,45	2,05	42,50	1,060	117,8	8.276	5 007	0,605
7	1 347	40,40	2,10	42,50	1,048	125,27	9 348	5.324	0,567
46	1.348	40,25	2,25	42,50	1,016	130,6	11.102	5.551	0,500
39	1.372	40,45	2,05	42,50	1,010	133,17	11.365	5.660	0,498
43	1.382	45,50	2,00	47,50	1,112	62,75	5.500	2.981	0,542
40	1 380	45,50	2,00	47,50	1,116	67,8	5.599	3.186	0,569
41	1.374	45,50	2,00	47,50	1,126	70,95	5.800	3.370	0,581
97	1.385	45,40	2,10	47,50	1,108	82,6	6 112	3 924	0,612
44	1.378	45,40	2,10	47,50	1,120	87,6	6.878	4.161	0,605
42	1.381	45,45	2,05	47,50	1,114	89,13	6.930	4.234	0,611
98	1.390	45,40	2,10	47,50	1,100	100,48	7.540	4.773	0,633
45	1.394	45,50	2,00	47,50	1,094	108,58	8.292	5.158	0,622
100	1 408	45,40	2 10	47,50	1,072	117,8	8.983	5.561	0,619
84	1.415	47,90	2,10	50,00	1,116	66,15	5.805	3.308	0,570
85	1.412	47,70	2,30	50,00	1,122	74,50	6.314	3.725	0,590
86	1.414	47,60	2,40	50,00	1,118	84,80	7.067	4.240	0,600
87	1.421	47,65	2,35	50,00	1,108	95,40	7 731	4.770	0,617
91	1.423	47,70	2,30	50,00	1,104	100,30	8.181	5.015	0,613
88	1.424	47,70	2,30	50,00	1,102	104,30	8.265	5.215	0,631
92	1.435	47,65	2,35	50 00	1,086	112 »	8.918	5 600	0,628
89	1 443	47,65	2,35	50,00	1,074	117,5	9.348	5.852	0,626
90	1.467	47,75	2 25	50,00	1,038	126,20	10.260	6.310	0 615
50	1.443	47,75	2,25	50 00	1,074	133,2	12.638	6.660	0,527
47	1.447	50,30	2,20	52,50	1,122	63,575	6.058	3 338	0,551
6	1.455	50,45	2,15	52,50	1,110	65,65	6.145	3.447	0,561

Numéro de l'essai	Nombre de tours par minute	Hauteurs d'eau			Rendement monométrique $\frac{H}{2\frac{u^2}{g}}$	Débit en litres par seconde	Puissance motrice en kilogrammètres	Puissance rendue par la pompe en eau élevée kilogrammètres	Rendement dynamique
		Refoulement	aspiration	totale					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
95	1.450	50,50	2,00	52,50	1,116	72,17	6.567	3.789	0.577
5	1.450	50.25	2,25	52,50	1,116	83,1	7.395	4.363	0,590
48	1.443	50,40	2,10	52,50	1,076	91,25	7.983	4.791	0,600
4	1.456	50,40	2,10	52,50	1,108	95,2	8.344	4.998	0 599
94	1.463	50,40	2.10	52,50	1,098	100,425	8 560	5 273	0,616
2 *bis*	1.457	50,25	2,25	52,50	1,106	105,90	9.175	5 560	0,606
93	1 469	50,40	2,10	52,50	1.104	108,88	9.102	5.716	0.628
49	1.472	50,30	2,20	52 50	1,084	114.18	10.023	5.994	0.598
3 *bis*	1.468	50,10	2,40	52,50	1,090	115 75	9.928	6.076	0,612
96	1.476	50,45	2.05	52,50	1,076	121,15	10.341	6.360	0.615
104	1.483	52,95	2.05	55 »	1.118	81,3	7.552	4.471	0.592
106	1.494	52,90	2,10	55 »	1,102	94,45	8.475	5.195	0 613
105	1 487	52,80	2.20	55 »	1 112	99,5	8.898	5.472	0.615
107	1.498	52,90	2,10	55 »	1,110	100,35	8.945	5.519	0.617
108	1.497	52 90	2 10	55 »	1,098	106,25	9.441	5.844	0 619
109	1.497	52,90	2.10	55 »	1,098	111,65	9.953	6 141	0,617
78	1.515	55,45	2,05	57,50	1,122	65,7	6.795	3.778	0,556
79	1.517	55,45	2,05	57,50	1,118	74,75	7.462	4 298	0,576
80	1 514	55,35	2,15	57,50	1,122	83.82	8.128	4,820	0,593
99	1.521	55,40	2,10	57,50	1,112	89,75	8.378	5.161	0,616
81	1.517	55,45	2.05	57,50	1,118	94,38	8,965	5.427	0,606
101	1.527	55.35	2,15	57,50	1,102	100.38	9.525	5.772	0,606
82	1 527	55 35	2.15	57.50	1.102	104,48	9.737	6.008	0,617
102	1.530	55,45	2,05	57,50	1.098	109,85	10.320	6.316	0,612
83	1.531	55,30	2.20	57,50	1,0 8	115,10	10.030	6.618	0,600
103	1.538	55,35	2,15	57,50	1,088	119,75	11.893	6.886	0,579
110	1.547	57.85	2,15	60 »	1,122	80 »	8 304	4,800	0.578
111	1.546	57 85	2,15	60 »	1,122	90,5	9.065	5.430	0.599
112	1.546	57.90	2,10	60 »	1,122	94,5	9 326	5 670	0,608
113	1,548	57,85	2 15	60 »	1,120	100,15	9 819	6.009	0,612
114	1.560	57,85	2,15	60 »	1,102	105,35	10.312	6.321	0,613
115	1.562	57,80	2,20	60 »	1,100	111,9	10.760	6.714	0,524

où N′, Q′, H′ sont les valeurs du nombre de tours des débits et de la pression observés, N, Q, H les valeurs de ces mêmes quantités après correction.

Nous avons joint à ces tableaux deux planches. La planche IX donne pour différentes hauteurs de refoulement la courbe du rendement manométrique en fonction du débit. La planche X donne dans les mêmes conditions les courbes du rendement mécanique.

Il convient, avant de terminer ce qui concerne cette partie de nos essais, d'attirer l'attention du lecteur sur les conditions toutes spéciales dans lesquelles a été fait l'essai de cette pompe.

Le rendement des moteurs a été déterminé par la méthode des pertes séparées. On sait que la valeur du rendement obtenue par cette voie est toujours trop élevée, et que l'erreur commise peut atteindre avec certaines machines 1 et même 1,5 o/o.

La pompe était attaquée par deux moteurs distincts et deux courroies. Nous avons admis que le rendement d'une semblable transmission de puissance était 0,96. Malgré la force des raisons qui nous ont conduit à choisir ce chiffre, il est possible qu'il soit trop élevé de 1 ou 2 centièmes.

Enfin nous avons adopté pour base du calcul de la hauteur d'élévation totale de l'eau les indications d'un flotteur placé dans la citerne où puisait la pompe et celles d'un manomètre métallique piqué sur la tuyauterie à plusieurs mètres en aval de la pompe. Nous faisons donc abstraction au désavantage de la pompe tant des pertes de charge qui peuvent résulter de l'entrée et de la circulation de l'eau dans une tuyauterie d'une longueur de 9 mètres que du déréglage possible des manomètres métalliques. Il n'est pas impossible d'imaginer que dans les cas les plus défavorables ces deux causes d'erreur aient pu modifier la valeur trouvée pour le rendement mécanique de la pompe de 1,5 à 2 o/o.

On voit ainsi que dans des conditions d'essai un peu moins sévères on aurait pu trouver pour le rendement de cette pompe une valeur notablement plus élevée. Sous le bénéfice de ces réserves, nous avons préféré donner les chiffres tels que nous les avons obtenus plutôt que de leur faire subir des corrections conjecturales, quelque rationnelles qu'aient été ces corrections, pour rendre légitime la comparaison de ces résultats à ceux d'essais faits dans des conditions plus favorables.

Essais de deux turbines hydrauliques

Sur ces deux derniers essais nous allons passer très rapidement car nous les donnons seulement à titre d'exemples d'application de notre déversoir à des essais de turbines. Le rendement des roues des turbines que nous avons essayées est, comme on le verra, très faible comparé aux chiffres que l'on trouve dans la littérature scientifique et dans les prospectus des constructeurs, mais il faut observer que nous avons dû faire ces essais sur des appareils un peu anormaux : les types véritablement industriels de turbines hélico-centripètes pour chutes

moyennes auraient nécessité un débit beaucoup plus important. La première de ces turbines avait été étudiée par un constructeur pour une installation tout à fait spéciale sortant de ses types normaux, on avait dû pour diminuer son débit ajouter des cales de 3 mm. d'épaisseur sur les parois du distributeur, ce qui a fortement contribué à rendre mauvais les résultats obtenus aux essais, elle avait été gracieusement mise à notre disposition par ce constructeur. Nous prévenons donc dès maintenant le lecteur que les résultats obtenus sur le rendement de ces appareils n'ont rien de très intéressant; malgré cette remarque nous avons cru devoir tout en les résumant le plus possible donner les résultats de ces essais.

Turbine hélico-centripète à axe horizontal. — Cette turbine du genre hélico-centripète à axe horizontal est installée comme le montre la planche II au-dessus du canal de fuite. Sa puissance est d'environ 50 HP sous 50 mètres de chute pour un débit de plus de 100 litres par seconde. Elle ne possède qu'une seule roue, la poussée de l'eau n'est pas équilibrée.

Le débit de la pompe centrifuge que nous venons de décrire et qui nous a servi à créer la chute destinée à alimenter cette turbine ne nous a pas permis de donner à cet essai tout le développement que nous aurions souhaité; cependant nous avons pu comme on va le voir rassembler un nombre suffisant d'expériences pour comparer le rendement mécanique de trois roues que nous avons successivement expérimentées dans cette turbine; une roue en bronze du type dit à cuillère et deux roues genre Francis l'une en bronze, l'autre en fonte, la première était quant à ses aubes d'un tracé un peu spécial qui nous avait été imposé par la nécessité de réduire le débit tout en conservant le même diamètre pour l'appareil tournant.

Description de la turbine. — L'appareil se compose de trois parties principales : 1° la huche ; 2° le distributeur ; 3° la roue mobile.

La huche. — La huche commence par l'amorce de la conduite d'arrivée de l'eau dans l'appareil, son diamètre est de 320 mm., elle s'enroule en forme de cor de chasse qui porte à sa base des appendices venus de fonte servant de point d'attache, le tout constituant le bâti principal de la machine ; le centre de la huche est complètement évidé à droite pour donner passage au distributeur. Sur sa face gauche vient se boulonner la conduite d'évacuation de la turbine. C'est un coude au quart de 350 mm. de diamètre intérieur. Il est traversé dans l'axe de la turbine par l'arbre de la roue mobile qui passe à travers un presse-étoupe monté sur un épaulement venu de fonte avec ce coude, sur l'épaulement ou coude est boulonnée une pièce en forme de chaise ou console qui porte l un des paliers de l'arbre et se termine par un prolongement qui constitue une butée qui reçoit la poussée de l'arbre moteur. Ce dernier se termine de ce côté par un grain en acier qui s'appuye sur un grain de même nature porté par une vis qui règle avec une très grande précision le jeu longitudinal de l'arbre. La vis de réglage du grain une fois mise en place est fixée d'une manière immuable par un contre-écrou. Une dérivation d'eau prise dans la conduite d'alimentation de la turbine vient établir une circulation autour du palier de support de l'arbre

Fig. 16. — Elévation.

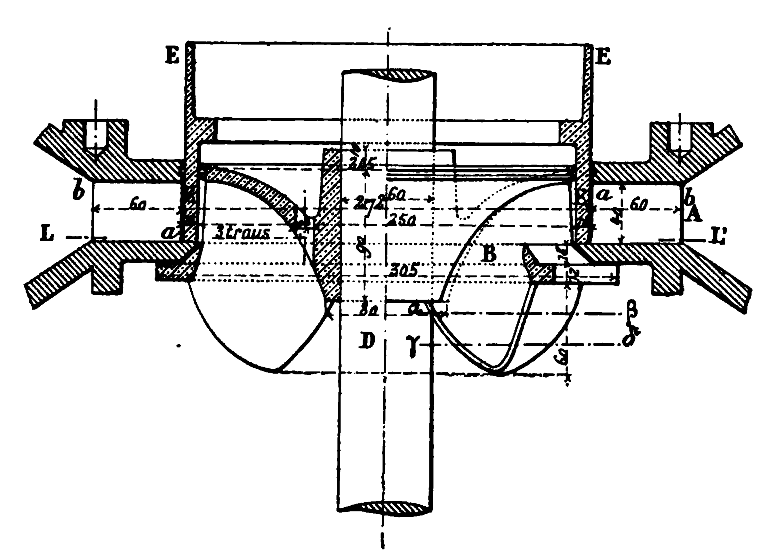


Fig. 17 — Plan.

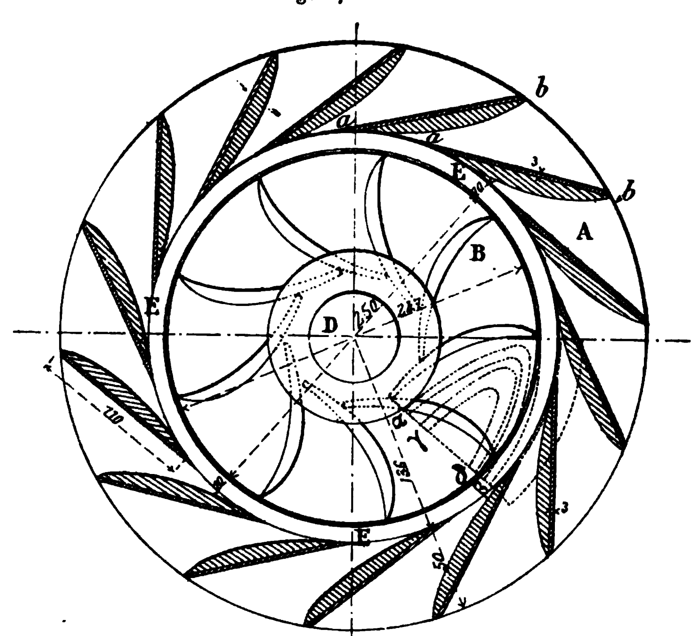


Fig. 16 et 17. — Turbine et distributeur.

Légende. — D. Arbre moteur. — B. Roue mobile à cuillère. — E. Cylindre de vannage. — A. Distributeur *ab*. Cales rapportées sur les cloisons du distributeur. — $\alpha\beta\gamma\delta$. Coupe d'un auget.

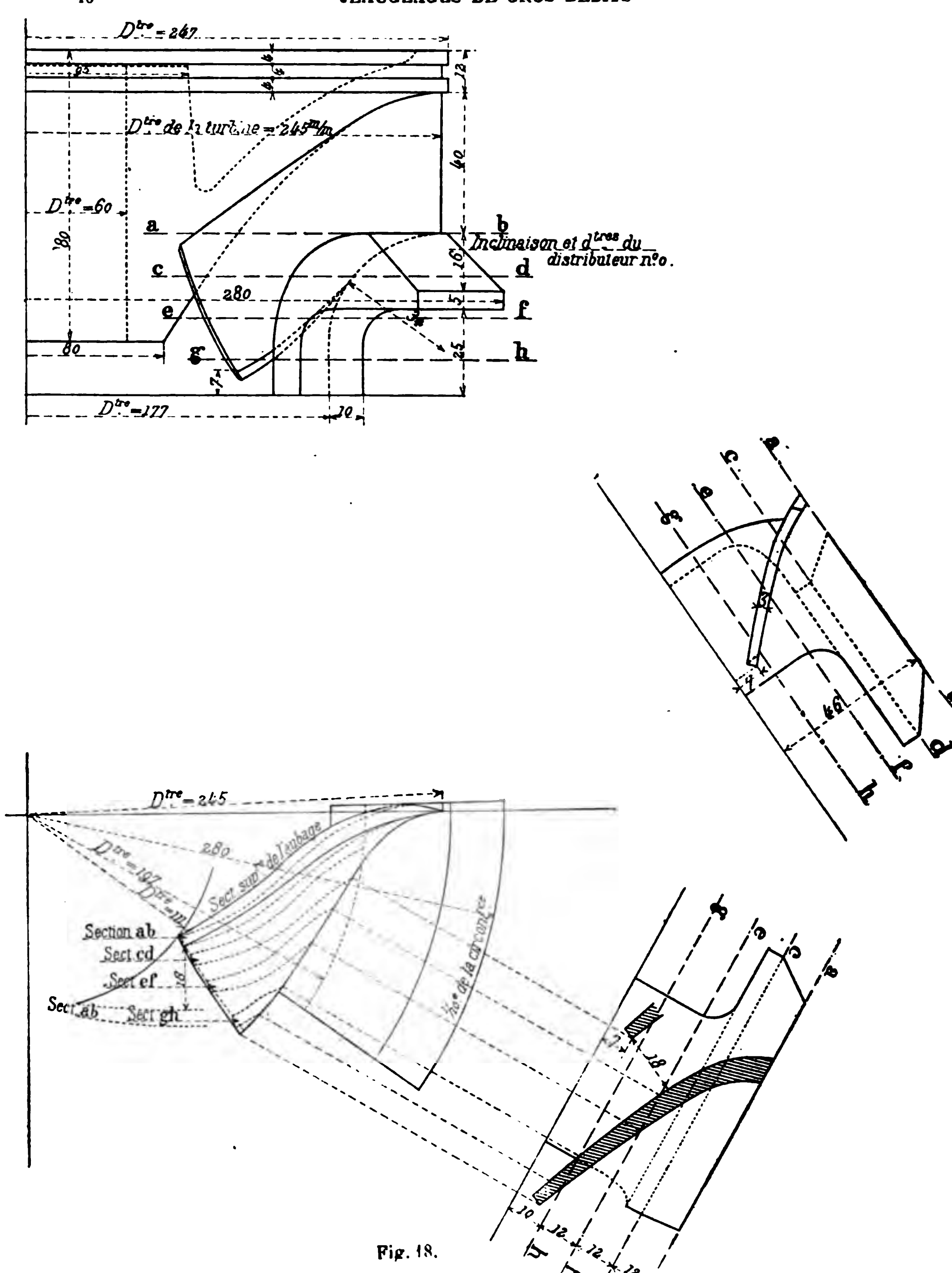


Fig. 18.

Légende. — Roue genre Francis, détail d'un auget.

et dans le bain d'huile au-dessus duquel sont placés le grain et sa butée, le graissage des surfaces en contact étant assuré par une bague. Pendant nos essais le coude d'évacuation de l'eau était terminé par un tuyau en tôle légèrement évasé, qui plongeait dans la chambre d'eau en tête du canal des déversoirs.

Le distributeur. — Ce distributeur cloisonné se compose de deux flasques en forme de troncs de cones terminés à leur sommet par le distributeur proprement dit formé de deux flasques perpendiculaires à l'axe et réunies au moyen des cloisons du distributeur. L'une de ces flasques passe par l'ouverture centrale du bâti et vient s'appuyer par sa base sur la paroi intérieure de la huche, des regards ménagés de distance en distance permettent sans démontage le nettoyage du distributeur. Une cage cylindrique boulonnée sur la partie antérieure du distributeur sert de logement au rideau cylindrique de vannage; c'est un cylindre creux en fonte travaillé sur ses deux faces qui glisse à frottement doux entre la roue mobile et les alvéoles du distributeur. Ce rideau est manœuvré par deux crémaillères attaquées par deux secteurs dentés portés par un arbre sortant de la cage cylindrique par un presse-étoupe latéral. L'extrémité de cet arbre porte une roue dentée, qu'actionne une vis hélicoïdale manœuvrée à la main par un volant. La cage, logement du rideau de vannage, porte encore un presse-étoupe central suivant l'axe de la turbine par lequel passe l'arbre moteur. Autour de ce presse-étoupe est boulonné une chaise en fonte portant le deuxième palier et les coussinets de l'arbre de la turbine.

La roue mobile. — La roue mobile en bronze occupant le centre de la huche est portée par un arbre en acier sur lequel elle est fixée par un noyau traversé par une vis de serrage sans clavetage. L'arbre vers l'extrémité droite est accouplé par un plateau de friction à la machine dynamo génératrice servant à absorber la puissance produite, son extrémité droite porte le grain dont nous avons parlé ci-dessus. L'arbre permettait de substituer à la roue à cuillère deux autres roues genre Francis qu'on devait essayer après.

L'eau arrivait dans la turbine par une conduite de 300 mm. de diamètre descendant à 45 degrés de la conduite d'alimentation fixée au plafond de la salle (voir pl. I). Elle se répandait dans la chambre annulaire enveloppant la turbine d'où elle passait dans le distributeur puis dans la roue mobile d'où elle faisait retour par le diffuseur, le canal et le déversoir à la citerne où elle était reprise par la pompe.

Conduite des expériences

Mesure du débit. — La mesure du débit de la turbine a été faite à l'aide de nos déversoirs dans les conditions déjà décrites, nous n'y reviendrons pas.

Hauteur de chute. — La hauteur de la chute sous laquelle fonctionnait la turbine était lue sur un manomètre piqué sur la huche.

Mesure de la puissance. — La turbine entraînait par accouplement direct par manchon rigide une génératrice Gramme d'une puissance normale de

40 chevaux à 1.000 tours. Le courant produit par cette machine était mesuré par un ampèremètre et un voltmètre Richard (nos 169 et 170). Son énergie était dépensée dans un rhéostat à résistance liquide. Nous avons constitué ce rhéostat avec quatre plaques de fer immergées partiellement dans deux demi-tonneaux renfermant des solutions de carbonate de soude. Le réglage du rhéostat était obtenu tant en faisant varier la concentration de la solution par addition d'une petite quantité d'une solution saturée ou d'eau pure qu'en modifiant la hauteur de l'eau dans le tonneau. Ce rhéostat a bien fonctionné.

Le rendement de la génératrice Gramme a été déterminé par la méthode des pertes séparées dans les conditions même où nous avons fait fonctionner la machine. Nous donnons seulement la valeur de ce rendement pour deux régimes de vitesse de rotation de la machine et pour une intensité du courant de 60 ampères.

Nombre de tours par minute	Voltage aux bornes de la machine	Rendement de l'induit
1.200	576	0,88
1.500	720	0,87

Les résultats des essais que nous avons faits sont contenus dans le tableau suivant. Comme nous l'avons dit nous avons comparé trois roues : les deux premières une roue à cuillère et une roue genre Francis ont été comparées sous une chute de 32 mètres. Dans les conditions de vitesse où nous les avons fait fonctionner, la roue genre Francis s'est montrée supérieure comme rendement mécanique et son fonctionnement a été plus facile, la pression sur le grain du palier de butée étant sensiblement moindre.

L'autre roue genre Francis a été essayée sous une chute de 45 mètres et sous une chute de 50 mètres. Pour ne pas dépasser dans ces conditions le débit de la pompe il a été nécessaire de lui donner un tracé un peu spécial. Malgré cette circonstance défavorable, son rendement mécanique n'a pas été très différent du rendement mécanique de la première roue.

Turbine hélico-centripète à axe vertical. — La deuxième turbine que nous avons essayée est caractérisée par une construction extrêmement simplifiée, toute préoccupation de rendement a été sacrifiée au prix, à la robustesse et à la facilité d'installation et de montage de l'appareil.

Description de la turbine. — Cette turbine à axe vertical est contenue dans une huche spiraliforme sans aucun distributeur (fig. nos 19 et 20). L'arrivée de l'eau se fait un peu sur le côté de l'axe par une conduite de 300 mm. de diamètre. Au débouché de cette conduite dans la huche est placé un tiroir-vanne à mouvement vertical qui étrangle l'arrivée de l'eau et sert pour la régulation à main de la turbine. La huche est divisée en deux parties semblables, sortes de boîtes acco-

Essai d'une turbine hélico-centripète (avec 3 types de roues différents)

Numéro de l'essai	Ouverture du distributeur en centièmes	Nombre de tours par minute	Glissements en centièmes	Débit de la turbine en litres par seconde	Puissance en chevaux de la chute	Puissance en chevaux rendue par la turbine	Rendement mécanique en centièmes	Observations
				A. — Essais avec la roue à cuillère (en bronze) sous 32 m. 07 de chute				
1	39	1.199	0,64	75,9	34,45	7,49	23	Roue à cuillère sous 32 m. 07
2	47	1.227	0,64	87.6	37,46	12,62	33,7	
3	57	1.214	0,63	95.2	40.71	17.38	42,7	
4	70	1.218	0.64	105,2	44.98	23.25	51,7	
5	82	1.230	0.64	114,4	48.92	27,40	56	
6	100	1.218	0.64	125,5	53,23	31,51	59,2	
7	83	1.355	0,71	113.6	48.57	25.69	52,9	
8	100	1.282	0,67	123,3	52,72	30.37	57,6	
9	83	1.599	0,78	111.1	47,51	23.52	49,4	
10	100	1.474	0.77	127,1	54,35	28,97	53,3	
				B. — Roue genre Francis sous 31 m. 46 de chute en bronze				
1	23,5	1.132	0,60	59,2	24,83	2,31	9,3	Roue genre Francis en bronze sous 31 m. 46
2	31	1.190	0,63	71,6	30,04	6.52	21,7	
3	38	1.259	0,66	77,8	32,64	7,77	23,8	
4	42,5	1.213	0,64	88.6	37,17	13,12	35,3	
5	52	1.292	0,68	92,8	38,93	16.35	42,0	
6	55,5	1.216	0,64	99,7	41.82	18,69	44,7	
7	61,3	1.297	0,68	103,2	43,29	21,34	49,3	
8	68	1.277	0,67	111,3	46,69	25,03	53,6	
9	82	1.306	0,69	120,9	50,72	30,33	59,8	
10	92	1.299	0,68	129,2	54.2	34,63	63,9	
11	100	1.317	0,69	131,6	55.21	35,78	64,8	
12	100	1.505	0,79	127,8	53,61	33,72	62,9	
				C. — Roue genre Francis en fonte				
				1° Sous 46 m. 51 de chute				
1	23	1.431	0,62	62,4	38,70	5,53	14,3	Roue genre Francis en fonte sous 46 m. 51
2	39	1.427	0,62	87.5	54,26	23,22	42,8	
3	60	1.435	0,62	108,5	87,28	38,96	57,9	
4	100	1.483	0,64	133,0	82,48	52,04	63,1	
				2° Sous 51 m. 07 de chute				
6	23	1.510	0,62	63.6	43,24	6,57	15,2	Idem sous 51 m. 07
7	39	1.529	0,63	91,0	61,96	26,64	43,0	
8	62	1.518	0,63	113,9	77,55	44,75	57,7	
9	100	1.615	0,67	135,6	92,33	58,91	63,8	

lées l'une au-dessus de l'autre et séparées par une cloison horizontale de manière à ce que l'action de l'ouverture du tiroir se fasse sentir d'abord sur une seule roue. L'appareil mobile se compose, en effet, d'une double roue du type dit à cuillère (fig. n° 20), chaque roue étant symétriquement placée par rapport a cette cloison médiane. Ces roues sont logées dans un évidement central de la huche hors de laquelle l'extrémité des aubes déborde légèrement au-dessus et au-dessous des fonds supérieurs et inférieurs de la huche.

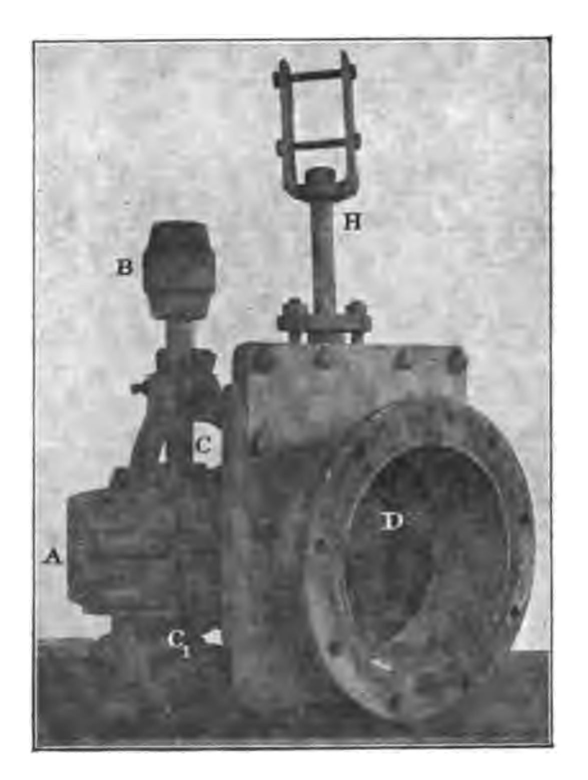


Fig. 19.

Légende. — H. Tige de la vanne de réglage. — B. Manchon d'accouplement. — c. arbre de la turbine. — A. Huche de la turbine. — D. Conduite d'arrivée de l'eau. — c_1 Crapaudine supportant les roues mobiles.

L'eau prend dans la huche un mouvement de rotation autour de l'axe de la turbine par suite de la position de la conduite d'arrivée, elle pénètre dans la roue mobile, au sortir de celle-ci elle se répand librement et directement dans le canal de fuite dans lequel la turbine est noyée.

L'arbre de la turbine repose à la partie inférieure sur un grain en bois dur de gaillac, à la partie supérieure il est maintenu par trois coins en bois dur de gaillac dont on peut régler le serrage. Le grain et le bottard très rudimentaires

constitués par ces coins fonctionnant noyés dans le canal de fuite, la turbine n'exige aucun graissage.

Nous aurons donné une idée de la simplicité de l'installation de cette turbine quand nous aurons dit que la huche est simplement fixée par trois boulons, aux fers de scellement dans le canal de fuite où elle est noyée.



Fig. 20.

Légende. — B. Manchon d'accouplement. — F. Palier en bois de gaillac. — C. Roue mobile supérieure. — C_1. Roue mobile inférieure. — a_1a. Entrée des augets. — b_1b. Sortie des augets. — G. Crapaudine.

Conduite des essais

Pour nos essais cette turbine était montée dans la fosse placée en tête du canal des déversoirs et ménagée à cet effet. L'arbre de la turbine prolongé vers le haut portait un frein de Prony construit au laboratoire. Il se composait d'un tambour en acier très long par rapport à son diamètre dont le moyeu se trouvait à la partie inférieure, ce tambour constituant ainsi une sorte de vase très semblable à une éprouvette à pied, il suffisait pour réfrigérer le frein de verser un peu d'eau dans l'intérieur, cette eau par suite de la vitesse très grande de rotation s'élevait en couche mince contre les parois de la poulie et se vaporisait lentement.

La poulie du frein était embrassée par un collier formé de deux bandes de fer

Turbine hélico-centripète à axe vertical

Numéro de l'essai	Ouverture du distributeur	Hauteur de chute = H	Nombre de tours par minute = n	Coefficient de vitesse (rayon arrondi à 200 mm. pour 196)	Débit de la turbine en litres	Puissance de la chute en HP	Puissance rendue en HP	Rendement pour 100
5	50 %	14 m.	578	0,36	73,95	13,80	7,74	561
6	d°	d°	696	0,44	71,95	13,43	8,26	615
1	d°	d°	767	0,48	71,43	13,33	7,77	583
7	d°	d°	865	0,55	68,01	12,70	7,67	604
2	d°	d°	999	0,63	66,19	12,36	6,11	494
8	d°	d°	1.072	0,68	63,47	11,85	5,52	466
3	d°	d°	1.152	0,73	60,81	11,35	3,97	350
10	62,5 %	14 m.	587	0,37	108,02	20,16	10,58	525
9	d°	d°	671	0,42	105,03	19,61	10,86	554
11	d°	d°	821	0,52	99,93	18,65	10,97	588
12	d°	d°	922	0,58	95,89	17,90	10,63	594
13	d°	d°	993	0,63	91,87	17,15	10,02	584
14	d°	d°	1.104	0,70	88,68	16,55	8,72	527
15	d°	d°	1.206	0,76	82,63	15,48	6,62	429
17	75 %	14 m.	617	0,39	126,6	22,63	13,61	576
18	d°	d	748	0,47	120,91	22,57	14,56	645
19	d°	d°	904	0,57	115,2	21,50	14,38	669
20	d°	d°	1.023	0,65	109,16	20,38	13,55	665
21	d°	d°	1.155	0,73	101,49	18,94	10,81	571
22	d°	d°	1.272	0,80	94,40	17,62	8,51	483
122	87,5 %	14 m.	663	0,42	140,4	26,21	16,80	641
123	d°	d°	764	0,48	136,7	25,52	17,40	682
124	d°	d°	882	0,56	130,8	24,41	17,28	708
125	d°	d°	963	0,61	126,0	23,52	17,50	744
126	d°	d°	1.047	0,66	121,9	22,75	15,97	702
127	d°	d°	1.146	0,72	116,1	21,67	13,89	641
64	100 %	14 m.	645	0,41	140,0	26,13	13,25	507
63	d°	d°	791	0,50	144,5	27,01	12,83	475
57	d°	d°	836	0,53	138,7	25,85	13,65	528
58	d°	d°	835	0,53	137,7	25,70	13,36	520
59	d°	d°	909	0,57	134,9	25,18	13,52	537
60	d°	d°	994	0,63	129,9	24,25	13,05	538
61	d°	d°	1.079	0,68	124,4	23,22	12,14	523
62	d°	d°	1.246	0,79	114,1	21,30	9,90	435

qui portaient une série de sabots en bois pouvant être plus ou moins serrés contre la poulie par l'action d'une vis manœuvrée à la main. Ce collier portait un très court levier de o m.504 dont l'extrémité agissait sur un dynamomètre qui mesurait l'effort d'entraînement exercé par la poulie sur le frein et par suite donnait le moyen de calculer la puissance de la turbine. Toutes les liaisons dans le montage du dynamomètre étaient faites par appui sur couteaux et les dispositions nécessaires avaient été prises pour répérer et régler la position du dynamomètre de manière à ce que la direction de l'effort qu'il mesurait soit bien perpendiculaire au rayon aboutissant au point d'application de cet effort. Le graissage du frein était fait au suif.

Le comptage des tours et la mesure des débits de la turbine ont été faits dans les conditions de tous nos essais.

Les résultats complets de cet essai de turbine sont donnés dans le tableau suivant

Les deux planches annexées à ce tableau donnent en fonction du glissement, c'est-à-dire du rapport de la vitesse périphérique de la roue mobile $\frac{2\pi rn}{60}$ à la vitesse d'écoulement de l'eau correspondant à la hauteur de chute $\sqrt{2gH}$ les courbes représentatives du débit de la turbine et de son rendement mécanique.

TABLE DU TEXTE

Pages

Première partie. — Appareils de mesures et leur contrôle 5
Préface de M. Sauvage, professeur de mécanique appliquée aux arts, au Conservatoire national des Arts et Métiers. . . . . 3 et 4
Appareils de mesures employés dans nos essais hydrauliques 6
Méthode de tarage adoptée pour le contrôle des déversoirs 6
Cette méthode est générale. 7
Bâche à orifice d'écoulement 9
Vérification expérimentale des coefficients de débit des orifices de la bâche . 11
Tableau de ces coefficients 12
Discussion des résultats. 13
Description des déversoirs 13
Règle à pointe renversée et flotteur 14
Essais de tarage des déversoirs 15
Discussion relative à la précision des mesures. 17
Tableau des coefficients de débit de petit déversoir 17
« grand déversoir 19
Discussion des résultats obtenus 20
Etude de deux appareils pour la mesure instantanée du débit d'une conduite 20
Manomètre différentiel à eau 21
« à mercure. 22
Venturi-Kent 22
Venturi dit de fortune 23
Formule théorique du débit d'un venturi 24
Coefficients expérimentaux du Venturi-Kent 26
« « de fortune. 26
Pertes de charge dans le venturi de fortune 27
Etude comparative des résultats expérimentaux et des coefficients calculés . 27
De la possibilité d'employer sans contrôle expérimental un venturi dont les coefficients sont calculés théoriquement. 28
Deuxième partie. — Essai d'une pompe et de deux turbines 29
Essai d'une pompe centrifuge Schabaver 29
Description de la pompe. 29
Installation de la pompe 35

Hauteur totale d'élévation de l'eau 35
Nombre de tours. — Puissance motrice 36
Exemples de feuilles d'essais 39
Tableau des résultats 40
Turbine hélico-centripète à axe horizontal 44
Description de la turbine 44
Conduite des expériences 47
Turbine hélico centripète à axe vertical 48
Description de la turbine 48
Tableau des résultats 49
Conduite des essais 51
Tableau des résultats 52

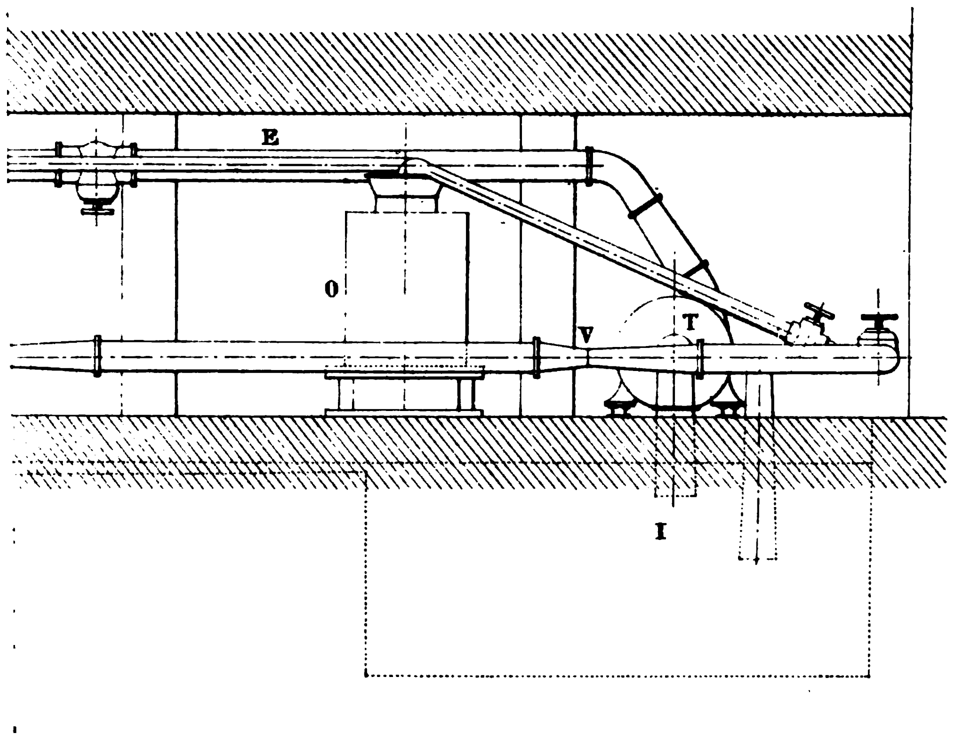
TABLE DES FIGURES

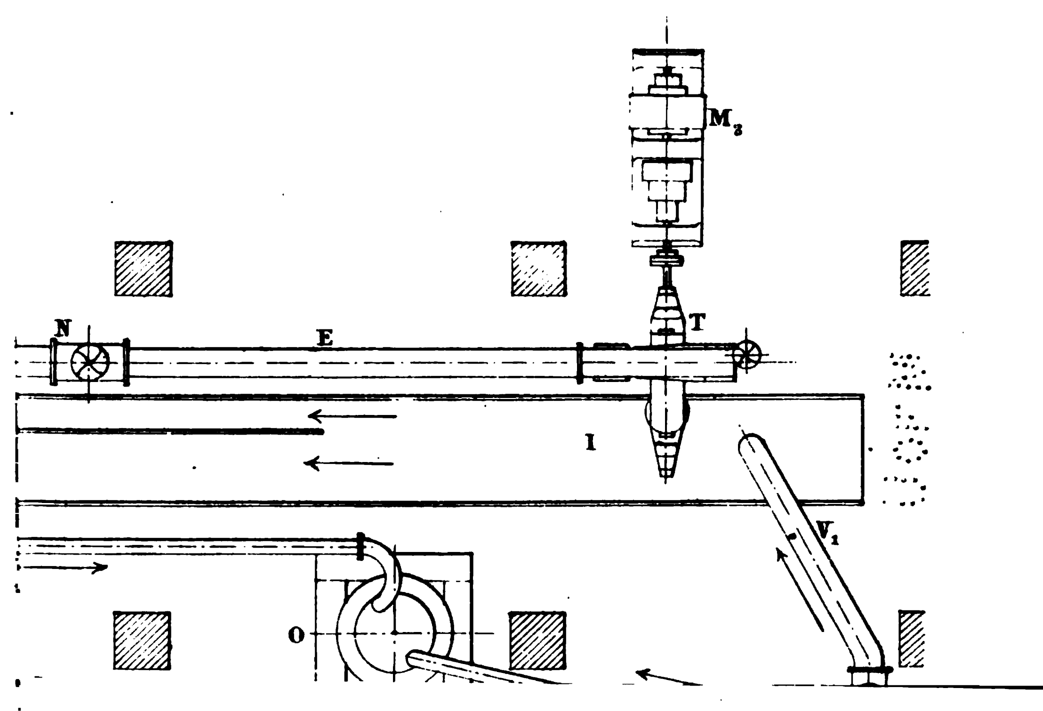
		Pages
Figures 1 à 3. — Bâche à orifices		10
—	4. — Manomètre différentiel à eau.	21
—	5. — « à mercure	22
—	6. — Coupe du Venturi Kent	22
—	7. — Schéma du Venturi dit « de fortune ».	22
—	8 à 10. — Dessin d'ensemble de la pompe	30
—	11. — Coupe horizontale par l'arbre de la pompe	31
—	12. — Coupe de la pompe par le joint par un plan perpendiculaire à l'axe.	32
—	13. — Coupe verticale par l'arbre de la pompe	33
—	14. — Coupe horizontale par l'axe de la pompe et détail de l'appareil tournant.	34
—	15. — Groupement des appareils de mesures électriques	37
—	16 et 17. — Détail du distributeur de la roue à cuillère	45
—	18. — Roue genre Francis, détail d'un auget.	46
—	19. — Turbine à axe vertical	50
—	20. — Roue mobile double	51

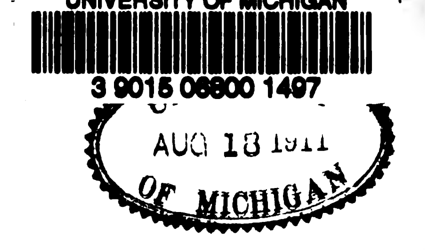
TABLE DES PLANCHES

Planche I. — Installation générale
— II — Règle à pointes renversées.
— III. — Coefficients de débit des déversoirs.
— IV. — Courbe de rendements manométriques et des débits en fonction des vitesses.
— V. — Courbe des rendements mécaniques.
— VI. — Courbes des débits de la turbine en fonction des glissements.
— VII. — Courbe des rendements mécaniques de la turbine.

LAVAL. — IMPRIMERIE L. BARNÉOUD ET Cie.


E
O
V
T
I


M
T
N
E
I
V
O





62

